



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

POMOCNÁ JEŘÁBOVÁ KOČKA 10000 KG

AUXILIARY CRANE TROLLEY 10000 KG

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Karel Milichovský

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.

BRNO 2019

Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Bc. Karel Milichovský**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Automobilní a dopravní inženýrství
Vedoucí práce: **doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.**
Akademický rok: 2018/19

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Pomocná jeřábová kočka 10000 kg

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Konstrukční návrh pomocné jeřábové kočky s nosností 10 t pro mostový jeřáb 2 x 55 t. Základní technické parametry:

nosnost 10000 kg
rozsah zdvihu 14000 mm
Zařazení jeřábu dle ČSN ISO 4301–5 A8

Cíle diplomové práce:

Zdůvodněný koncepční návrh.
Funkční výpočet pojezdového a zdvihového ústrojí.
Návrh a pevnostní kontrola rámu kočky.
Sestava jeřábové kočky.
Výrobní výkresy hlavních částí.

Seznam doporučené literatury:

KULKA , Jozef, Martin MANTIČ a Michal PUŠKÁR. Žeriavy mostového typu. Vyd. 1. Košice: TU v Košiciach, Strojnícka fakulta, 2017. Edícia vedeckej a odbornej literatúry (Technická univerzita v Košiciach). ISBN 978-80-553-2908-6

BIGOŠ, Peter, Jozef KULKA, Melichar KOPAS a Martin MANTIČ. Teória a stavba zdvíhacích a dopravných zariadení. Vyd. 1. Košice: TU v Košiciach, Strojnícka fakulta, 2012. Edícia vedeckej a odbornej literatúry (Technická univerzita v Košiciach). ISBN 978-80-553-1187-6.

SHIGLEY, Joseph E., Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS. Konstruování strojních součástí.
Brno: Vysoké učení technické v Brně, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-2-
4-2629-0.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2018/19

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Tato diplomová práce se zabývá návrhem pomocné jeřábové kočky s nosností 10t. Jeřábová kočka se pohybuje po venkovní dráze šrotiště. Cílem této práce je výpočet a vlastní návrh zdvihového a pojezdového ústrojí, pevnostní výpočet rámu a výkresová dokumentace sestavy jeřábové kočky.

KLÍČOVÁ SLOVA

Jeřábová kočka, zdvihové ústrojí, pojezdové ústrojí, mostový jeřáb, pevnostní výpočet.

ABSTRACT

This master thesis deals with design of auxiliary crab trolley with load capacity 10t. Crab trolley moves along outdoor track of scrap yard. The target of this thesis is calculation and own design of travelling and lifting gear, strength calculation of frame and drawing documentation of a crane trolley assembly.

KEYWORDS

Trolley crab, lifting gear, travelling gear, overhead crane, strength calculation.

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

MILICHOVSKÝ, K. *Pomocná jeřábová kočka 10000 kg*. Brno, 2019. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 87 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením doc. Ing. Miroslava Škopána, CSc., a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 24. května 2019

.....

Karel Milichovský

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji vedoucímu diplomové práce doc. Ing. Miroslavu Škopánovi, CSc., za cenné rady, připomínky a vedení práce. Dále děkuji Ing. Filipu Basistovi ze společnosti Královopolská a.s. za jeho cenné rady a za poskytnuté materiály. Nakonec bych poděkoval mé rodině a blízkým za podporu během celého trvání studia.

OBSAH

Úvod	10
1 Specifikace zadání.....	11
2 Konstrukce jeřábové kočky	13
2.1 Rám kočky	13
2.2 Zdvihový mechanismus	13
2.3 Pojezdový mechanismus.....	15
3 Výpočet a volba komponent zdvihového ústrojí	17
3.1 Výpočet zdvihového lana dle FEM 1.001 a ČSN EN 13001-3-2	17
3.2 Výpočet rozměrů bubnu a kladek	26
3.3 Výpočet a volba zdvihového elektromotoru	36
3.4 Výpočet a volba převodovky zdvihu	38
3.5 Kontrola rozběhového momentu motoru zdvihu	41
3.6 Výpočet a volba spojky mezi bubnem a převodovkou	42
3.7 Výpočet a volba brzdy zdvihu	43
3.8 Výpočet a volba spojky mezi elektromotorem a převodovkou	45
3.9 Výpočet přílohek.....	46
4 Výpočet a volba komponent pojezdového ústrojí	48
4.1 Zatížení pojezdových kol.....	48
4.2 Výpočet únosnosti pojezdových kol	49
4.3 Výpočet a volba pohonu pojezdu.....	51
5 Kontrola ložisek.....	62
5.1 Ložiska pojezdových kol	62
5.2 Ložisko lanového bubnu	62
5.3 Ložisko vyrovnávací kladky	63
6 Pevnostní kontrola rámu kočky	64
6.1 Dynamické součinitele zatížení	64
6.2 Zatížení rámu	66
6.3 Součinitele bezpečnosti.....	68
6.4 Kombinace zatížení.....	68
6.5 Statická návrhová únosnost	70
6.6 Simulace zatížení	71
6.7 Dovolený rozkmit napětí	72
6.8 Vyhodnocení pevnostní analýzy	74
Závěr.....	75
Seznam použitých zkratk a symbolů	79

Seznam příloh.....	87
Výkresová dokumentace.....	87

ÚVOD

Jeřáby slouží ke svislé a vodorovné přepravě různých typů břemen, pomocí uchopovacích prostředků (např. háky, magnety, drapáky a další speciální uchopovací prostředky podle typu nejčastěji zvedaného předmětu). Jeřáby se dělí podle konstrukce na několik skupin, jsou to např. mostové, portálové, poloportálové, konzolové, sloupové, věžové a kolejové jeřáby.

V průmyslové praxi je nejčastěji zastoupena konstrukce mostového jeřábu, který se skládá z jednoho nebo dvou příhradových nosníků, na které je kladen důraz na nízkou hmotnost a vysokou pevnost. Součástí mostu je jeřábová kočka, která je osazena veškerým vybavením pro zdvih i pojezd břemene. Jeřábová kočka nejčastěji pojíždí po horní části nosníku, případně po spodní části nosníku (podvěsný jeřáb).

Vzhledem k rozměrným a těžkým konstrukcím jeřábů je třeba dbát zvýšený důraz na dostatečnou bezpečnost navržených komponent, jelikož pod takovými jeřáby se často pohybují lidé a v případě malé chyby by mohlo dojít k fatálním následkům.

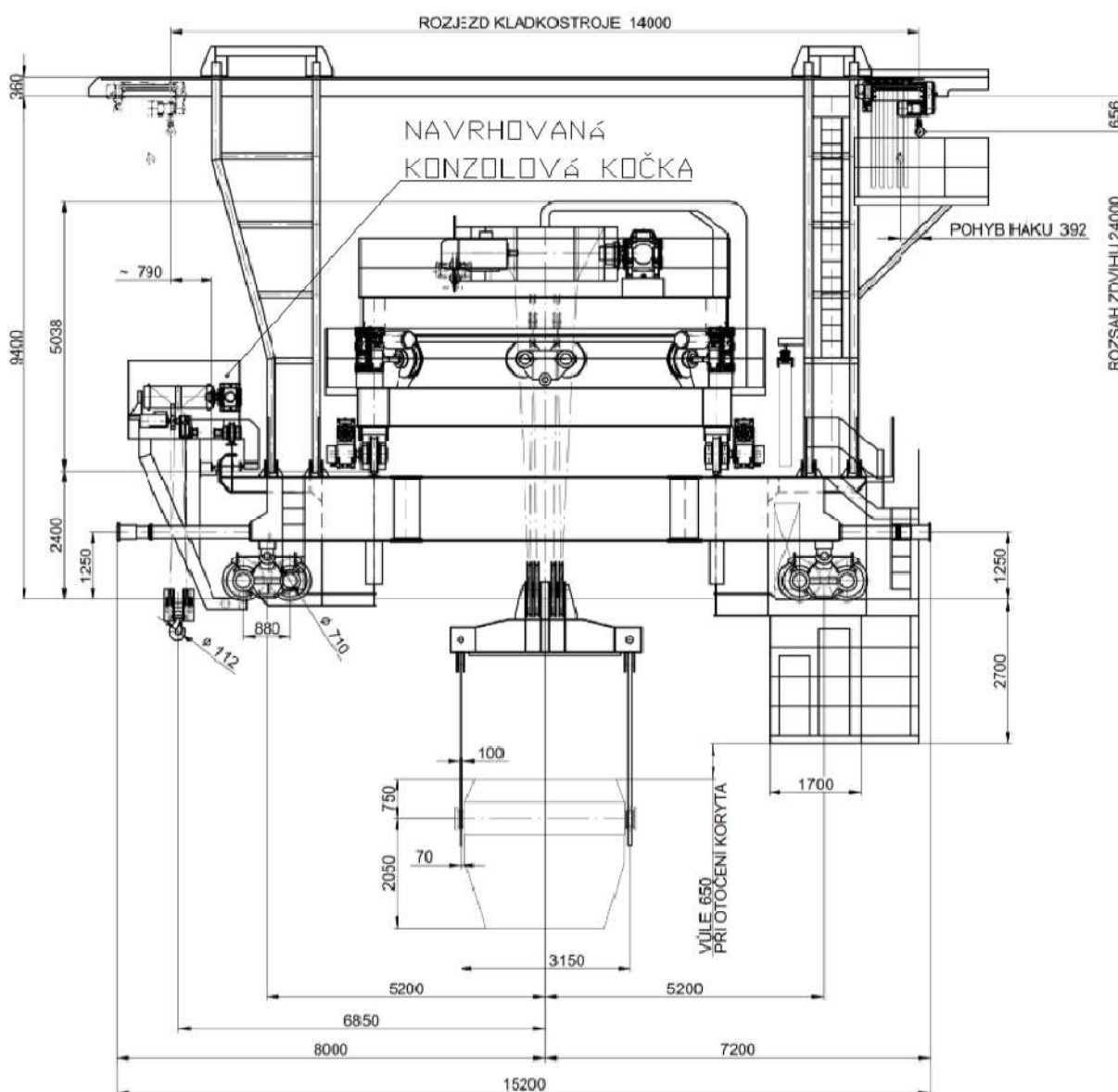
1 SPECIFIKACE ZADÁNÍ

Popis jeřábu:

Mostový šrotový jeřáb je navržen jako dvounosníkový s dvěma kočkami. Jeřáb je provozován na venkovní jeřábové dráze u šrotiště KKO.

Hlavní otočná kočka o nosnosti 110 t je určena pro dopravu a otáčení koryt se šrotem a pro dopravu a otáčení plných pánví s tekutou struskou. Manipulace probíhá pomocí prostorové traverzy se čtyřmi háky.

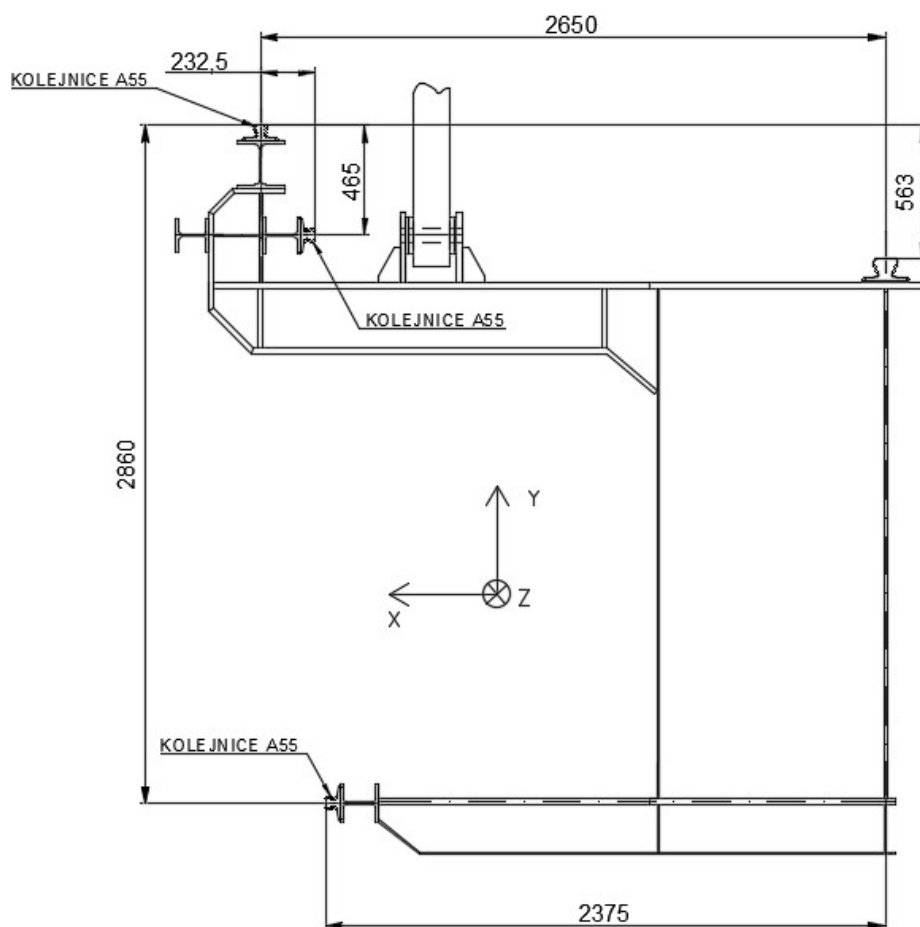
Druhá kočka o nosnosti 10 t slouží jako pomocná a je převážně určena k dovozu šrotu pomocí zavěšeného magnetu.



Obr. 1 Mostový jeřáb pro navrhovanou konzolovou kočku

Zadané parametry:

Nosnost zdvihu	$m_b = 10\,000$ kg na háku
Rychlost zdvihu	$v_z = 16$ m/min
Rychlost pojezdu kočky	$v_p = 50$ m/min
Rozsah zdvihu	$H = 14\,000$ mm
Zařazení jeřábu	A8 (ISO 4301/1)
Zařazení pohonů	M7 (ISO 4301/1)
Prostředí	venkovní
Prostředek pro manipulaci s břemeny	kladnice s jednoduchým hákem, magnet
Pojezdový profil	viz. Obr. 2 (pohyb kočky ve směru osy Z)



Obr. 2 Zadaný pojezdový profil

2 KONSTRUKCE JEŘÁBOVÉ KOČKY

2.1 RÁM KOČKY

Rám kočky je navržen jako svařovaná konstrukce z normalizovaných uzavřených obdelníkových profilů ČSN EN 10219-2 o rozměrech 300x200x8 a 350x250x16 z materiálu S355J0H se zaručenou svařitelností. Dále je rám vybaven několika dalšími profily zvyšující pevnost konstrukce.

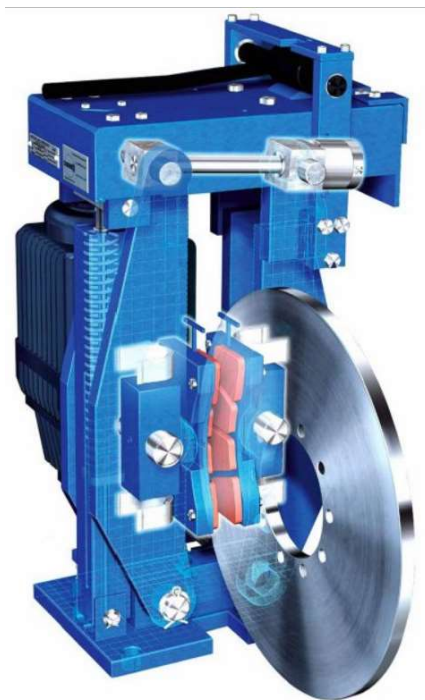
2.2 ZDVIHOVÝ MECHANISMUS

Mechanismus zdvihu je tvořen lanovým bubnem, motorem zdvihu, převodovkou, brzdou zdvihu, spojkami, vyrovnávací a vodící kladkou. Pro pohon zdvihu se užívá nejčastěji asynchronních motorů s kroužkovou kotvou. Pro menší výkony je možné užít motorů s kotvou nakrátko.

Pro přenos kroutícího momentu a k eliminaci rázů mezi motorem a převodovkou je v řešení této práce umístěna pružná spojka vybavena brzdým věncem.

2.2.1 BRZDA ZDVIHU

Pro brzdění zdvihu se užívá nejčastěji kotoučových nebo bubnových stavících brzd. Tyto brzdy jsou odbrzdňované elektrohydraulickým odbrzdňovačem ELHY.



Obr. 3 ELHY kotoučová brzda [31]



Obr. 4 ELHY bubnová brzda [32]

2.2.2 PŘEVODOVKA ZDVIHU

pro převodovku zdvihu se nejčastěji užívá čelních nebo kuželových čelních převodovek s jedním nebo dvěma výstupními hřídeli (popř. dutým hřídelem) pro připojení až dvou lanových bubnů nebo lanového bubnu a brzdy zdvihu.



Obr. 5 Převodovka zdvihu s dvěma výstupními hřídeli pro lanový buben a bubnovou brzdu [27]

2.3 POJEZDOVÝ MECHANISMUS

Pro zadaný profil nosníku by bylo možné zvolit i podvěsnou kočku, ale vzhledem k zadání a k požadovanému pojezdovému profilu byla zvolena konzolová kočka s pojezdem po boku mostu. Z důvodu pojezdu jeřábové kočky po boku jednoho nosníku mostového jeřábu, bylo zapotřebí uspořádat pojezdová kola tak, aby kola zamezila klopný moment od tíhy kočky a břemene a zároveň, aby nesla celou tíhu kočky i s břemenem. Obdobné uspořádání kol, ačkoliv pro jiný pojezdový profil je vidět na Obr. 6 a Obr. 7.



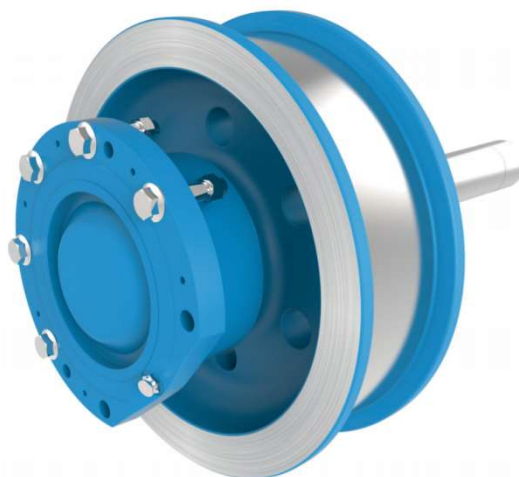
Obr. 6 Jeřábová kočka s bočním pojezdem po mostu GIGA s.r.o. [23]



Obr. 7 Detail kočky s bočním pojezdem po mostu GIGA s.r.o. [23]

2.3.1 POJEZDOVÁ KOLA

Pojezdová kola je možné podle speciálního požadavku vyrobit nebo použít typizované sestavy pojezdových kol, které jsou kompletně vybaveny (pojezdové kolo, domky na ložiska, soudečková ložiska) a je možné je přímo namontovat na předem upravený rám kočky. Výrobci nabízejí různá řešení sestav pojezdových kol, přičemž pro navrhovanou konzolovou kočku byla použita sestava dle Obr. 8.

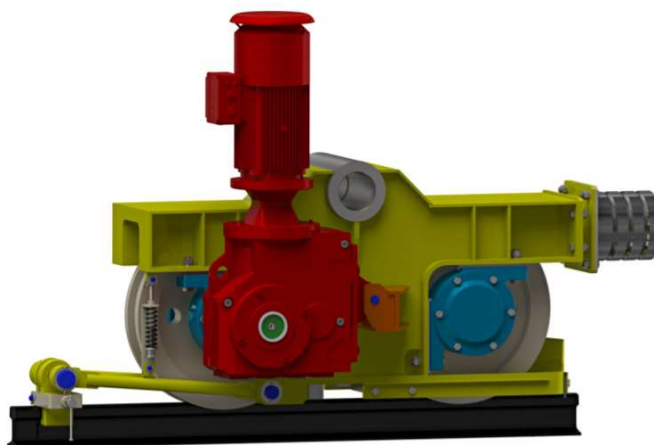


Obr. 8 Sestava pojezdového kola [24]

Pojezdová kola mohou být vybaveny nákolky, které zachycují boční síly. Vůle mezi nákolky musí zohlednit možnou nepřesnost dráhy a případné přičení konstrukce jeřábu.

2.3.2 POHON POJEZDU

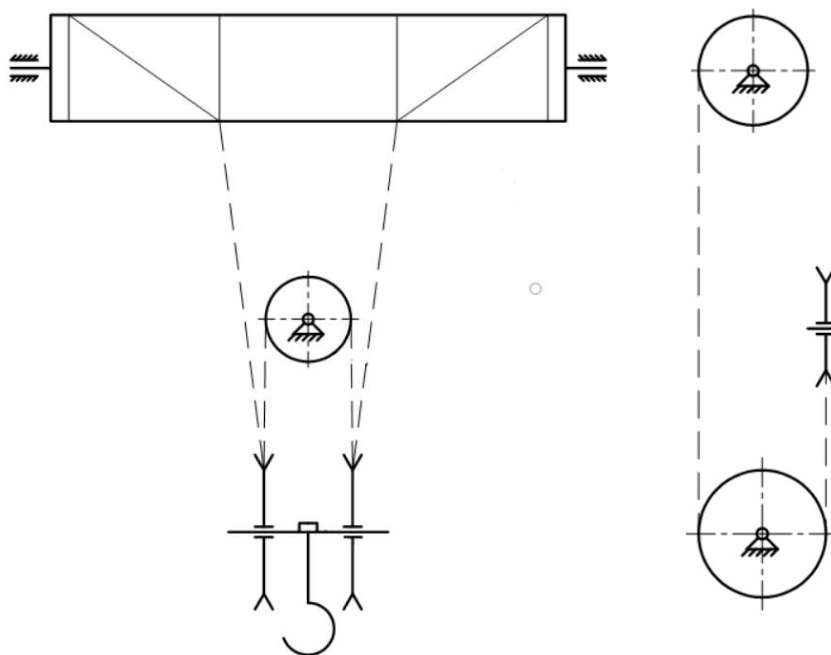
Pohon pojezdu jeřábové kočky bývá často řešen pomocí motoru připojeného přímo na hřídel pojezdového kola, který je vybaven vlastní převodovkou i brzdou. Vzhledem k malým zástavbovým rozměrům je toto řešení nejpříznivější, ale vzhledem k požadovanému stykačovému ovládání pojezdu, musel být pro pohon pojezdu asynchronní motor s kroužkovou kotvou, které nejsou výrobci osazeny vlastní převodovkou a brzdou. Proto byla přes pružné spojky k motoru připojena samostatná brzda a převodovka.



Obr. 9 Motor pojezdu s vlastní převodovkou a brzdou[30]

3 VÝPOČET A VOLBA KOMPONENT ZDVIHOVÉHO ÚSTROJÍ

Pro zdvih břemene byl zvolen lanový převod, který je tvořen dvěma větvemi, přičemž každá větev je složena z dvou nosných průřezů lana, viz. Obr.10. Zvolený lanový převod je tvořen lanovým bubnem, dvěma vodícími kladkami a jednou kladkou vyrovnávací, která má za úkol vyrovnat nestejně protažení lana. Tomuto uspořádání odpovídá lanový převod s hodnotou 2.



Obr. 10 Zvolený lanový převod $i_k=2$ [1]

3.1 VÝPOČET ZDVIHOVÉHO LANA DLE FEM 1.001 A ČSN EN 13001-3-2

Pro volbu zdvihového lana má být dle očekávaného výrobce Královopolská, a.s. počítáno s platnou normou FEM 1.001. Zároveň je výpočet ověřen i dle normy ČSN EN 13001-3-2. Pro další výpočty a návrh konstrukce kočky bude vycházeno s hodnotami vypočtenými z platné normy FEM 1.001.

3.1.1 VÝPOČET LANA DLE FEM 1.001

3.1.1.1 ÚČINNOST LANOVÉHO SYSTÉMU DLE ČSN 27 0100

$$\eta_{ls} = \frac{1 - \eta_{1kl}^{n_{np}}}{n_{np} \cdot (1 - \eta_{1kl})} = \frac{1 - 0,98^2}{2 \cdot (1 - 0,98)} = 0,99 \quad (1)$$

kde: η_{1kl} [-] je účinnost jedné kladky – dle [1], str.5, tab.II, je pro kladky na valivých ložiscích $\eta_{1kl} = 0,98$

n_{np} [-] je počet nosných průřezů v jedné větvi lanového systému. Dle zvolené konstrukce je $n_{np} = 2$

3.1.1.2 JMENOVITÉ ZATÍŽENÍ LANA DLE ČSN 27 0100

$$F_j = \frac{(m_b + m_{kl})}{z_v \cdot n_{np}} \cdot \frac{g}{\eta_{ls}} = \frac{(10000 + 353)}{2 \cdot 2} \cdot \frac{9,807}{0,99} = 25\,638,446 \text{ N} \quad (2)$$

kde:	m_b	[kg]	je hmotnost zdvihaného břemene
	m_{kl}	[kg]	je hmotnost zvolené kladnice $m_{kl} = 353 \text{ kg}$ [13]
	g	[m/s ²]	je gravitační zrychlení – $g = 9,807 \text{ m/s}^2$
	z_v	[-]	je počet větví lanového převodu – dle konstrukce je $z_v = 2$
	η_{ls}	[-]	je účinnost lanového systému

3.1.1.3 MINIMÁLNÍ ÚNOSNOST LANA DLE FEM 1.001

$$F_{l,min} = F_j \cdot z_p = 25638,446 \cdot 7,1 = 182\,032,97 \text{ N} \quad (3)$$

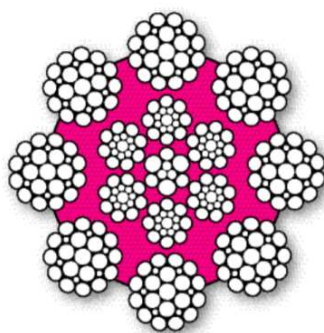
kde:	F_j	[N]	je jmenovité zatížení lana
	z_p	[-]	je bezpečnostní koeficient – dle [1], tab.T.4.2.2.1.2., str. 4-17, je pro skupinu hnacího ústrojí M7, $z_p = 7,1$

3.1.1.4 VOLBA LANA

Z výsledné minimální únosnosti $F_{l,min} = 182\,032,97 \text{ N}$, bylo vybráno protisměrné lano Casar Stratoplast o jmenovitém průměru $d_l = 16 \text{ mm}$ a jmenovité pevnosti drátu $R_o = 1960 \text{ MPa}$.

Tab. 1 Parametry zvoleného lana[14]

Jmenovitý průměr d_l [mm]	Jmenovitá pevnost drátu R_o [MPa]	Jmenovitá únosnost F_{jm} [N]	Minimální únosnost F_{min} [N]	Hmotnost [kg/100m]
16	1 960	245 800	209 300	111,6



Obr. 11 Průřez lana Casar Stratoplast[14]

3.1.1.5 CELKOVÝ SOUČINITEL BEZPEČNOSTI LANA

$$k_l = \frac{F_{min}}{F_j} = \frac{209300}{25638,446} = 8,164 \quad (4)$$

kde: F_{min} [N] je minimální únosnost lana

3.1.1.6 KONTROLA BEZPEČNOSTI LANA

$$k_l \geq z_p \quad (5)$$

$8,164 \geq 7,1 \Rightarrow$ podmínka vyhovuje

Z vypočtené bezpečnosti lana vyplývá, že zvolené lano Casar Stratoplast o jmenovitém průměru $d_l = 16$ mm a jmenovité pevnosti drátu $R_o = 1960$ MPa vyhovuje vzhledem k zatížení lana.

3.1.2 VÝPOČET LANA DLE ČSN EN 13001-3-2

Vzhledem k velkému cyklickému zatěžování lana jeřábové kočky bylo pro posouzení únosnosti lana počítáno pouze pro případ únavové pevnosti. Z hlediska statické pevnosti byl výpočet zanedbán.

3.1.2.1 ÚČINKY SETRVAČNOSTI

Pro určení počtu ohybů pro pohyb lana bylo vycházeno z normy [11], kde na str 28 tab.A-2, byl pro zvolenou konstrukci zvolen počet ohybů na hodnotu $w_z=3$, ale vzhledem k tomu, že během jednoho cyklu lana dochází ke zdvihu a spouštění břemene s následným vratným pohybem nezátíženého lana, je pak počet ohybů lana pro pohyb dvojnásobný s hodnotou $w=6$

$$\Phi = \sqrt[3]{\frac{(w-1) + \Phi_2^3}{w}} = \sqrt[3]{\frac{(6-1) + 1,382^3}{6}} = 1,084 \quad (6)$$

kde: w [-] je příslušný počet ohybů lana pro pohyb lana – dle [11], str.28, tab.A.2 je pro zvolenou konstrukci $w = 6$

Φ_2 [-] je dynamický součinitel pro zdvihání volně ležícího břemene, viz. kap.6.1

3.1.2.2 ÚHEL MEZI LANEM A PŘÍMKOU PŮSOBNÍ SÍLY V LANĚ

$$\beta_L = \tan^{-1}\left(\frac{l_{obk}}{z_{ref} - z_2}\right) = \tan^{-1}\left(\frac{287}{15705 - 6000}\right) = 1,694^\circ \quad (7)$$

kde: l_{obk} [mm] je poloviční vzdálenost mezi osou lanového bubnu a vyrovnávací kladkou – z Autodesk Inventor Professional 2016 bylo zjištěno $l_{obk} = 287$ mm

z_{ref} [mm] je referenční výška – $z_{ref} = H = 15\,705$ mm

z_2 [mm] je uvažovaná výška vykládky břemene – po dohodě se zadavatelem, bylo zvoleno $z_2 = 6000$ mm

3.1.2.3 SOUČINITEL NEROVNOBĚŽNÝCH NOSNÝCH PRŮŘEZŮ

$$\begin{aligned} f_{s2} &= 1 + \left(\frac{1}{\cos \beta_L} - 1\right) \cdot \left(\frac{z_{ref} - z_2}{z_{ref} - z_1}\right)^{0.9} = \\ &= 1 + \left(\frac{1}{\cos 1,694^\circ} - 1\right) \cdot \left(\frac{15705 - 6000}{15705 - 0}\right)^{0.9} = 1 \end{aligned} \quad (8)$$

kde: β_L [°] je úhel mezi lanem a přímkou působení síly v laně

z_1 [mm] je uvažovaná výška nakládky břemene – po dohodě se zadavatelem, bylo zvoleno, že břemeno bude nakládáno ze země, proto $z_1 = 0$ mm

3.1.2.4 ZRYCHLENÍ POJEZDU KOČKY

$$a_p = \frac{v_{ps}}{60 \cdot t_{ap}} = \frac{52,709}{60 \cdot 5,6} = 0,157 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \quad (9)$$

kde: v_{ps} [m/min] je skutečná rychlost pojezdu kočky, viz. kap.4.3.9
 t_{ap} [s] je doba rozběhu kočky, viz. kap.4.3.11.3

3.1.2.5 SOUČINITEL VODOROVNÝCH SIL PŘI SVISLÉM ZDVIHÁNÍ

$$f_{s3} = 1 + \frac{(m_b + m_{kl}) \cdot a_p + F_v}{(m_b + m_{kl}) \cdot g \cdot \tan \zeta_L} =$$

$$= 1 + \frac{(10000 + 353) \cdot 0,157 + 2199}{(10000 + 353) \cdot 9,807 \cdot \tan 1,55} = 1,001 \quad (10)$$

kde: a_p [ms^{-2}] je zrychlení pojezdu kočky
 F_v [N] je síla větru, viz. kap. 4.3.2
 ζ_L [°] je úhel mezi směrem gravitace a lanem – zjištěno z Autodesk Inventor Professional 2016 pro nejnepríznivější stav, kdy je kladnice v nejnižším místě, tj. $z_1 = 0$ mm, pak $\zeta_L = 1,55$

3.1.2.6 NÁVRHOVÁ SÍLA V LANĚ

$$F_{Sdf} = \frac{(m_b + m_{kl}) \cdot g}{z_v \cdot n_{np}} \cdot \Phi \cdot f_{s2} \cdot f_{s3} \cdot \gamma_n \cdot \gamma_p =$$

$$= \frac{(10000 + 353) \cdot 9,807}{2 \cdot 2} \cdot 1,084 \cdot 1 \cdot 1,001 \cdot 1 \cdot 1,34 = 36\,900 \text{ N} \quad (11)$$

kde: Φ [-] je účinnost setrvačnosti
 f_{s2} [-] je součinitel nerovnoběžných nosných průřezů
 f_{s3} [-] je součinitel vodorovných sil při svislém zdvihání
 γ_n [-] je součinitel rizika – dle [6], zvoleno $\gamma_n = 1$
 γ_p [-] je součinitel pro pravidelná zatížení – dle [6], je $\gamma_p = 1,34$

3.1.2.7 PŘEDBĚŽNÁ VOLBA LANA

Z vypočtené návrhové síly v laně, viz. kap. 3.1.2.6, bylo zvoleno protisměrné lano Casar Stratoplast o jmenovitém průměru $d_{lu} = 19$ mm a jmenovité pevnosti drátu $R_{ou} = 1960$ MPa.

Tab. 2 Parametry zvoleného lana[14]

Jmenovitý průměr $d_{lú}$ [mm]	Jmenovitá pevnost drátu $R_{oú}$ [MPa]	Jmenovitá únosnost $F_{jmú}$ [N]	Minimální únosnost $F_{minú}$ [N]	Hmotnost [kg/100m]
19	1 960	264 500	292 900	159

3.1.2.8 POČET CYKLŮ JEDNOHO LANÁ

Pro výpočet počtu cyklů jednoho lana bylo dle zadavatele uvažováno, že bude lana vyměňováno po 2 letech provozu.

$$i_{max} = \frac{C_c}{l_r} = \frac{2500000}{13} = 153\,800 \quad (12)$$

kde: C_c [-] je počet cyklů lana za 25 let předpokládané životnosti jeřábu
Zvoleno $C_c = 2000000$

l_r [-] je počet lan za životnost jeřábu – zvoleno $l_r = 13$

3.1.2.9 CELKOVÝ POČET OHYBŮ LANÁ ZA 2 ROKY ŽIVOTNOSTI

$$w_{tot} = i_{max} \cdot w = 153800 \cdot 6 = 923\,100 \quad (13)$$

kde: i_{max} [-] je počet cyklů jednoho lana

3.1.2.10 RELATIVNÍ CELKOVÝ POČET OHYBŮ

$$v_r = \frac{w_{tot}}{w_D} = \frac{923100}{500000} = 1,846 \quad (14)$$

kde: w_{tot} [-] je celkový počet ohybů lana za 2 roky životnosti

w_D [-] je počet ohybů v referenčním bodě, dle [11], str. 21, $w_D=500000$

3.1.2.11 SOUČINITEL SPEKTRA SÍLY V LANĚ

Pro zjištění součinitele spektra síly v laně bylo uvažováno, že z celkového počtu ohybů lana za jeho životnost (w_{tot}) bude z 50% zastoupeno maximální nosností kočky, z 40% bude zatížení lana od hmotnosti zavěšeného magnetu. Pro zavěšený magnet byla uvažována

hmotnost $m_m=2500$ kg. Z 10% všech ohybů bude lano zatíženo pouze stálým břemenem, potom:

$$w_1 = 0,5 \cdot w_{tot} = 461\,500 \quad (15)$$

$$w_2 = 0,4 \cdot w_{tot} = 369\,200 \quad (16)$$

$$w_3 = 0,1 \cdot w_{tot} = 92\,310 \quad (17)$$

Potom součinitel spektra síly v laně je:

$$\begin{aligned} k_r &= \sum_i^{i_{max}} \left(\frac{F_{Sdf,i}}{F_{Sdf}} \right)^3 \cdot \frac{w_i}{w_{tot}} = \left(\frac{m_b}{m_b} \right)^3 \cdot \frac{w_1}{w_{tot}} + \left(\frac{m_m}{m_b} \right)^3 \cdot \frac{w_2}{w_{tot}} + \left(\frac{m_{kl}}{m_b} \right)^3 \cdot \frac{w_3}{w_{tot}} = \\ &= \left(\frac{m_b}{m_b} \right)^3 \cdot \frac{w_1}{w_{tot}} + \left(\frac{m_m}{m_b} \right)^3 \cdot \frac{w_2}{w_{tot}} + \left(\frac{m_{kl}}{m_b} \right)^3 \cdot \frac{w_3}{w_{tot}} = \\ &\left(\frac{10000}{10000} \right)^3 \cdot \frac{461500}{923100} + \left(\frac{2500}{10000} \right)^3 \cdot \frac{369200}{923100} + \left(\frac{353}{10000} \right)^3 \cdot \frac{92310}{923100} = 0,561 \end{aligned} \quad (18)$$

kde: F_{Sdf} [N] je návrhová síla v laně

3.1.2.12 PARAMETR HISTORIE SÍLY V LANĚ

$$S_r = v_r \cdot k_r = 1,846 \cdot 0,561 = 1,036 \quad (19)$$

kde: v_r [-] je relativní celkový počet ohybů

k_r [-] je součinitel spektra síly v laně

3.1.2.13 MINIMÁLNÍ PRŮMĚR KLADEK NEBO BUBNU

Dle [11], str.21 se má z průměrů bubnů a kladek vybrat nejmenší průměr, přes který se bude lano ohýbat a následně se tento průměr použije pro výpočet součinitele ohýbání lana.

$$D = D_{vk} = 440 \text{ mm} \quad (20)$$

kde: D_{vk} [mm] je jmenovitý průměr vodící kladky, viz. kap. 3.2.2.1

3.1.2.14 REFERENČNÍ POMĚR

Referenční poměr $D/d_{1ú}$ se dle [11] vypočte:

$$R_{Dd1ú} = 10 \cdot 1,125^{\log_2\left(\frac{w_{tot}}{8000}\right)} = 10 \cdot 1,125^{\log_2\left(\frac{923100}{8000}\right)} = 22,408 \quad (21)$$

3.1.2.15 SOUČINITEL OHÝBÁNÍ LANA

$$f_{f1} = \frac{\frac{D}{d_{1ú}}}{R_{Dd1ú}} = \frac{\frac{440}{18}}{22,564} = 1,033 \quad (22)$$

kde: D [mm] je minimální průměr kladek nebo bubnu

$R_{Dd1ú}$ [-] je referenční poměr

3.1.2.16 SOUČINITEL TAHOVÉ PEVNOSTI DRÁTU

$$f_{f2} = \left(\frac{1770}{R_{oú}}\right)^{0,6} = \left(\frac{1770}{1960}\right)^{0,6} = 0,941 \quad (23)$$

kde: $R_{oú}$ [MPa] je třída pevnosti předběžně zvoleného lana

3.1.2.17 ÚHEL NÁBĚHU

$$\delta_n = \sqrt[3]{\frac{\delta_j^3}{n_D}} = \sqrt[3]{\frac{1^3}{2}} = 0,794 \quad (24)$$

kde: δ_j [°] je úhel náběhu v tečném dotykovém bodě na kladku a buben, dle konstrukce $\delta_j = 1^\circ$

n_D [-] je počet dotykových bodů, dle konstrukce je $n_D=2$

3.1.2.18 SOUČINITEL LANA

$$f_{f7} = \frac{1}{t} = \frac{1}{1} = 1 \quad (25)$$

kde: t [-] je součinitel typu lana, dle [11]

3.1.2.19 CELKOVÝ SOUČINITEL DALŠÍCH VLVŮ

$$f_f = f_{f1} \cdot f_{f2} \cdot f_{f3} \cdot f_{f4} \cdot f_{f5} \cdot f_{f6} \cdot f_{f7} = 1,033 \cdot 0,941 \cdot 0,95 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 0,924 \quad (26)$$

kde:	f_{f1}	[-]	je součinitel ohýbání lana
	f_{f2}	[-]	je součinitel tahové pevnosti drátu
	f_{f3}	[-]	je součinitel úhlu náběhu, dle [11]
	f_{f4}	[-]	je součinitel mazání lana, dle [11]
	f_{f5}	[-]	je součinitel vícevrstvého návinu – pro jednovrstvý návin, dle [11] je $f_{f5} = 1$
	f_{f6}	[-]	je součinitel drážky, dle [11]
	f_{f7}	[-]	je součinitel lana

3.1.2.20 NÁVRHOVÁ SÍLA ÚNOSNOSTI

$$F_{Rdf} = \frac{F_{jmú}}{\gamma_{rf} \cdot \sqrt[3]{S_r}} \cdot f_f = \frac{265500}{7 \cdot \sqrt[3]{1,036}} \cdot 0,924 = 38\,190\,N \quad (27)$$

kde:	$F_{jmú}$	[N]	je jmenovitá únosnost lana
	γ_{rf}	[-]	je minimální součinitel bezpečnosti, dle [11] je $\gamma_{rf} = 7$
	S_r	[-]	je parametr historie síly v laně
	f_f	[-]	je celkový součinitel dalších vlivů

3.1.2.21 KONTROLA LANA DLE NORMY ČSN EN 13001-3-2

$$F_{saf} \leq F_{Rdf} \quad (28)$$

$$36\,900\,N \leq 38\,190\,N \Rightarrow \text{podmínka vyhovuje}$$

Z výsledků vyplývá, že dle normy ČSN EN 13001-3-2 je potřeba zvolit lano o průměru 19 mm. Dle normy FEM 1.001 postačí lano o průměru 16 mm. Z tohoto výsledku lze usoudit, že dle výpočtu podle normy FEM není lano dostatečně dimenzováno vzhledem k počtu cyklů a jednotlivým ohybům lana přes kladky. Použití lana o průměru 16 mm, může vést k častějšímu opotřebení a tím častější výměně lana, ale vzhledem k tomu, že je jeřábová kočka využívána pouze k dovyvážení pánve s kovem, nebude využití této jeřábové kočky takového rozsahu, a proto mělo být dle zadavatele použito lano vypočítané dle normy FEM 1.001.

3.2 VÝPOČET ROZMĚRŮ BUBNU A KLADEK

Výpočty provedeny dle normy FEM 1.001

3.2.1 VÝPOČET ROZMĚRŮ LANOVÉHO BUBNU

3.2.1.1 JMENOVITÝ PRŮMĚR LANOVÉHO BUBNU

$$D_{b,min} = H_b \cdot d_l = 22,4 \cdot 16 = 358 \text{ mm} \quad (29)$$

kde: H_b [-] je koeficient závislý na skupině hnacího ústrojí – dle [1], str.4-19, tab. 4.2.3.1.1, pro skupinu hnacího ústrojí M7 a lanový buben je $H_b = 22,4$

d_l [mm] je jmenovitý průměr zvoleného lana dle FEM 1.001

Jmenovitý průměr lanového bubnu byl zvolen vzhledem ke konstrukci a namáhání pláště bubnu $D_b = 500 \text{ mm}$.

3.2.1.2 NAVÍJENÁ DÉLKA LANA

$$L_n = i_k \cdot H = 2 \cdot 14000 = 28\,000 \text{ mm} \quad (30)$$

kde: i_k [-] je lanový převod – dle konstrukce je $i_k = 2$

H [mm] je výška zdvihu – dle zadání $H = 14\,000 \text{ mm}$

3.2.1.3 POČET ZÁVITŮ LANA V JEDNÉ VĚTVI LANOVÉHO BUBNU

$$z_{b,min} = \frac{L_n}{\pi \cdot D_b} + z_z = \frac{28000}{\pi \cdot 500} + 2 = 19,825 \quad (31)$$

kde: L_n [mm] je navíjená délka lana

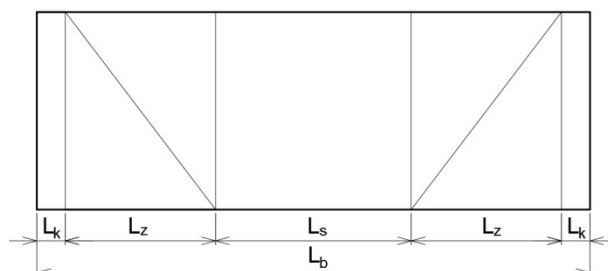
D_b [mm] je jmenovitý průměr lanového bubnu

z_z [-] je počet závěrných závitů. Obvykle se volí v rozmezí 2-3 závitů. Zvoleno $z_z = 2$.

Dle výpočtu byl zvolen počet závitů v jedné větvi lanového bubnu $z_b = 21$.

3.2.1.4 DÉLKOVÉ ROZMĚRY LANOVÉHO BUBNU

Celková délka lanového bubnu je dána jako součet dvou délek krajních částí, dvou délek závitových částí a střední částí bubnu.



Obr. 12 Rozměry lanového bubnu

Délka závitové části:

$$L_z = z_b \cdot p_b = 21 \cdot 18 = 378 \text{ mm} \quad (32)$$

kde: z_b [-] je počet závitů lana v jedné větvi lanového bubnu
 p_b [mm] je stoupání závitu – dle [3], str.21, pro průměr lana $d_l = 16 \text{ mm}$
je $p_b = 18 \text{ mm}$

Délka krajní části:

$$L_{k1} = 4 \cdot p_b = 4 \cdot 18 = 72 \text{ mm} \quad (33)$$

Dle konstrukce byla zvolena délka krajní části na hodnotu $L_k = 122 \text{ mm}$

Délka střední části:

Délka střední části je volena tak, aby při maximálně zdvižené kladnici nedošlo při náběhu na kladky kladnice k odklonu lana od svislé polohy o více jak 4° . Z rozměrů zvolené kladnice byla stanovena délka střední části na hodnotu $L_s = 394 \text{ mm}$.

Celková délka lanového bubnu:

$$L_b = 2 \cdot L_z + 2 \cdot L_k + L_s = 2 \cdot 378 + 2 \cdot 122 + 394 = 1394 \text{ mm} \quad (34)$$

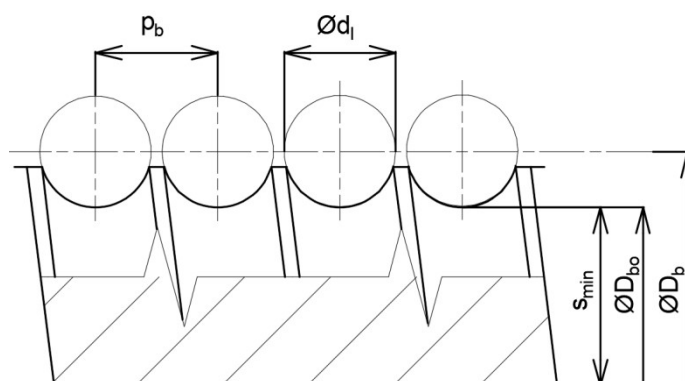
3.2.1.5 MINIMÁLNÍ TLOUŠŤKA STĚNY LANOVÉHO BUBNU

Pro svařované bubny se předběžně volí tloušťka stěny lanového bubnu:

$$s_{min} = 0,9 \cdot d_l = 0,9 \cdot 16 = 14 \text{ mm} \quad (35)$$

Tloušťka stěny pod lanem je zvolena $s = 20 \text{ mm}$

3.2.1.6 ROZMĚRY DRÁŽEK BUBNU DLE DIN 15 061



Obr. 13 Rozměry drážek lanového bubnu

Tab. 3 Rozměry drážek lanového bubnu viz. Obr. 13

Průměr lana d_l [mm]	Rozteč drážek p_b [mm]	Jmenovitý průměr bubnu D_b [mm]	Průměr bubnu pod lanem D_{bo} [mm]	Tloušťka stěny s [mm]
16	18	500	483	20

3.2.1.7 POLOTOVAR PRO PLÁŠŤ BUBNU

Pro plášť bubnu byl zvolen normalizovaný polotovár:

Ø508x32-1420 ČSN EN 10219-2

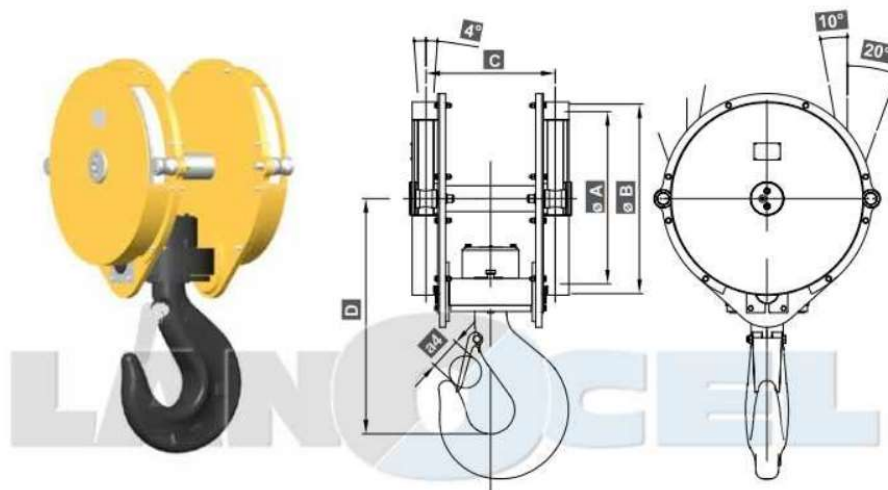
3.2.2 VÝPOČET ROZMĚRŮ VODÍCÍ Kladky

3.2.2.1 JMENOVITÝ PRŮMĚR VODÍCÍ Kladky

$$D_{vk,min} = H_{vk} \cdot d_l = 25 \cdot 16 = 400 \text{ mm} \quad (36)$$

kde: H_{vk} [-] je koeficient závislý na skupině hnacího ústrojí – dle [1], str.4-19, tab. 4.2.3.1.1, pro skupinu hnacího ústrojí M7 a vodící kladku je $H_{vk} = 25$

Z vypočteného průměru vodící kladky byla zvolena kladnice s označením **SH3 7SP 11** od firmy **Lanocel, spol. s.r.o.**, která má průměr vodící kladky $D_{vk} = 440$ mm.



Obr. 14 Kladnice SH3 7SP 11 [13]

Tab. 4 Rozměry kladnice SH3 7SP 11 viz. Obr. 14[13]

A [mm]	B [mm]	C [mm]	D [mm]	a ₄ [mm]	Hmotnost m _{kl} [kg]
440	495	394	631	90	353

3.2.3 VÝPOČET ROZMĚRŮ VYROVNÁVACÍ Kladky

3.2.3.1 JMENOVITÝ PRŮMĚR VYROVNÁVACÍ Kladky

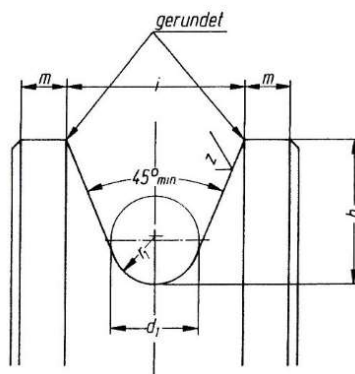
$$D_{v,min} = H_v \cdot d_l = 16 \cdot 16 = 256 \text{ mm}$$

(37)

kde: H_v [-] je koeficient závislý na skupině hnacího ústrojí – dle [1], str.4-19, tab. 4.2.3.1.1, pro skupinu hnacího ústrojí M7 a vyrovnávací kladku je $H_v = 16$

Byl zvolen jmenovitý průměr vyrovnávací kladky $D_v = 400 \text{ mm}$.

3.2.3.2 ZÁKLADNÍ ROZMĚRY VYROVNÁVACÍ Kladky



Obr. 15 Základní rozměry vyrovnávací kladky [3]

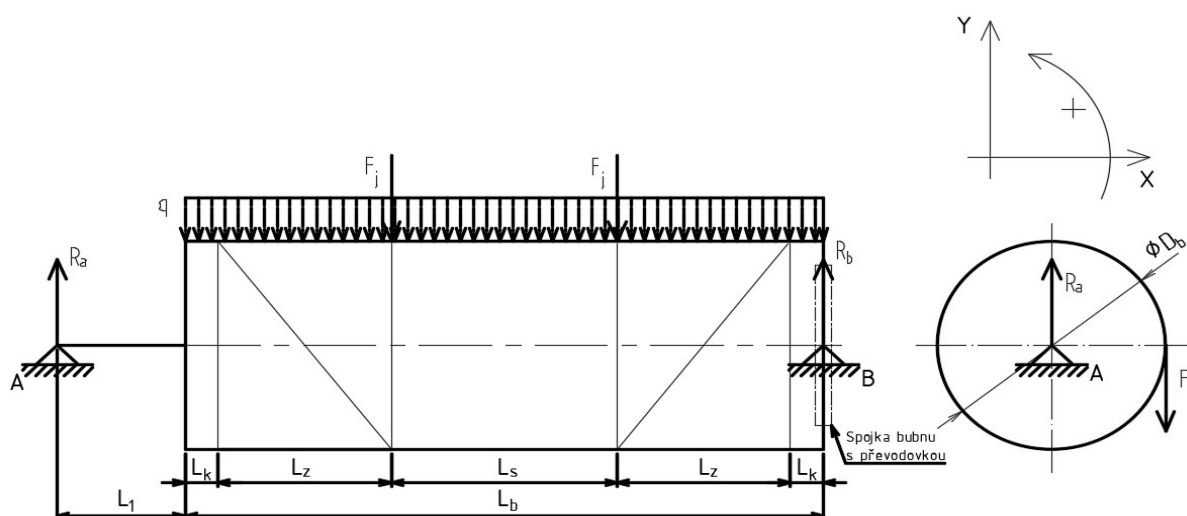
Tab. 5 Základní rozměry vyrovnávací kladky viz. Obr. 15

m [mm]	i [mm]	r ₁ [mm]	d ₁ [mm]	h [mm]
6	34	8,5	16	28

3.2.4 PEVNOSTNÍ KONTROLA PLÁŠTĚ LANOVÉHO BUBNU

Plášť bubnu je namáhán ohybem, krutem a vnějším přetlakem od lana bubnu. Výpočet spojitěho zatížení bubnu

3.2.4.1 SPOJITÉ ZATÍŽENÍ LANOVÉHO BUBNU



Obr. 16 Zatížení pláště bubnu

Na lanový buben působí spojitě zatížení od vlastní tíhy bubnu.

$$q = \frac{m_{lb} \cdot g}{L_b} = \frac{470,7 \cdot 9,807}{1394} = 3,311 \frac{N}{mm} \quad (38)$$

kde: m_{lb} [kg] je hmotnost lanového bubnu – zjištěno v Autodesk Inventor Professional 2016 je $m_{lb} = 470,7$ kg

L_b [mm] je délka bubnu

3.2.4.2 VÝPOČET REAKCÍ VE VAZBÁCH A,B

Ze silové rovnováhy:

$$\sum F_y = 0 \quad R_a + R_b - 2 \cdot F_j - q \cdot L_b = 0 \quad (39)$$

Z momentové rovnováhy:

$$\sum M_A = 0 \quad R_a \cdot (L_1 + L_b) - q \cdot \frac{L_b^2}{2} - F_j \cdot L_b = 0 \quad (40)$$

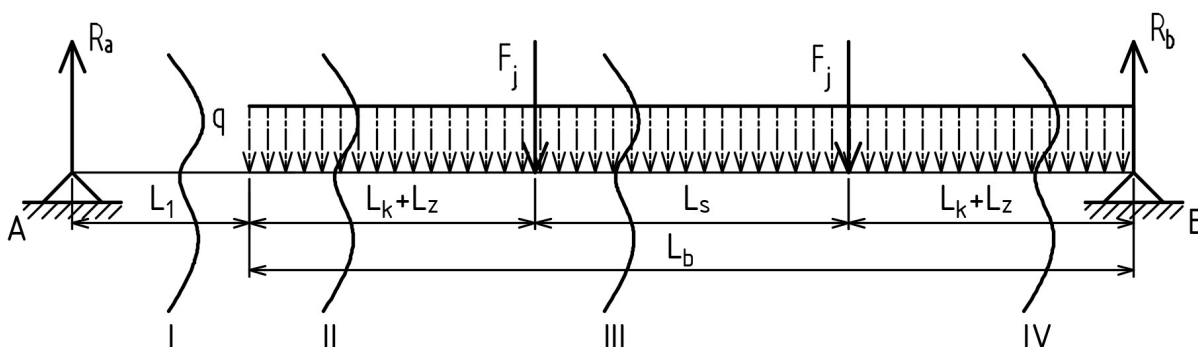
potom reakce R_a :

$$R_a = \frac{q \cdot \frac{L_b^2}{2} + F_j \cdot L_b}{L_1 + L_b} = \frac{9,807 \cdot \frac{1394^2}{2} + 25640 \cdot 1394}{130 + 1394} = 25\,560 \text{ N} \quad (41)$$

kde: L_1 [mm] je vyložení mezi bubnem a ložiskem - dle konstrukce
 $L_1 = 130 \text{ mm}$

a reakce R_b :

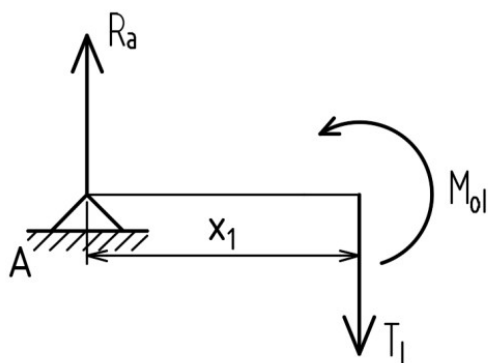
$$R_b = 2 \cdot F_j + q \cdot L_b - R_a = 2 \cdot 25640 + 3,311 \cdot 1394 - 25\,560 = 30\,330 \text{ N} \quad (42)$$



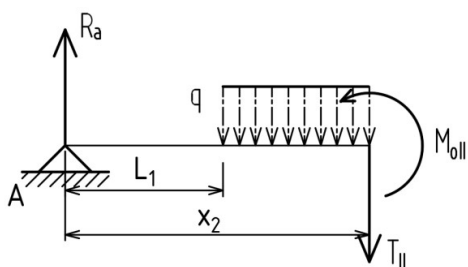
Obr. 17 Znáznornění řezů pro výpočet VVÚ

3.2.4.3 VÝSLEDNÉ VNITŘNÍ ÚČINKY

Řez I:



$$\begin{aligned} x_1 &\in (0; L_1) \\ T_1 &= R_a \\ N_1 &= 0 \\ M_{01} &= R_a \cdot x_1 \end{aligned} \quad (43)$$

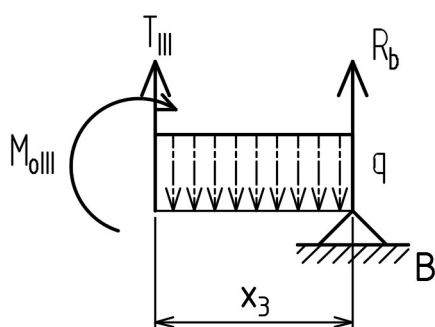
Řez II:

$$x_2 \in \left(0; L_1 + \frac{L_b}{2} - \frac{L_s}{2}\right)$$

$$T_2 = R_a - q \cdot (x_2 - L_1) \quad (44)$$

$$N_2 = 0$$

$$M_{o2} = R_a \cdot x_2 - q \cdot (x_2 - L_1) \cdot (x_2 - L_1) \cdot \frac{1}{2}$$

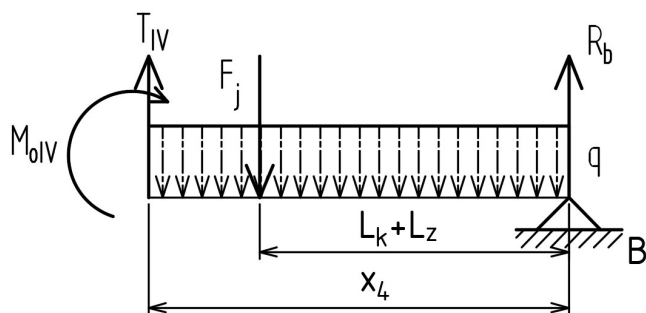
Řez III:

$$x_3 \in \left(0; \frac{L_b}{2} - \frac{L_s}{2}\right)$$

$$T_3 = -R_b + q \cdot x_3 \quad (45)$$

$$N_3 = 0$$

$$M_{o3} = R_b \cdot x_3 - q \cdot \frac{x_3^2}{2}$$

Řez IV:

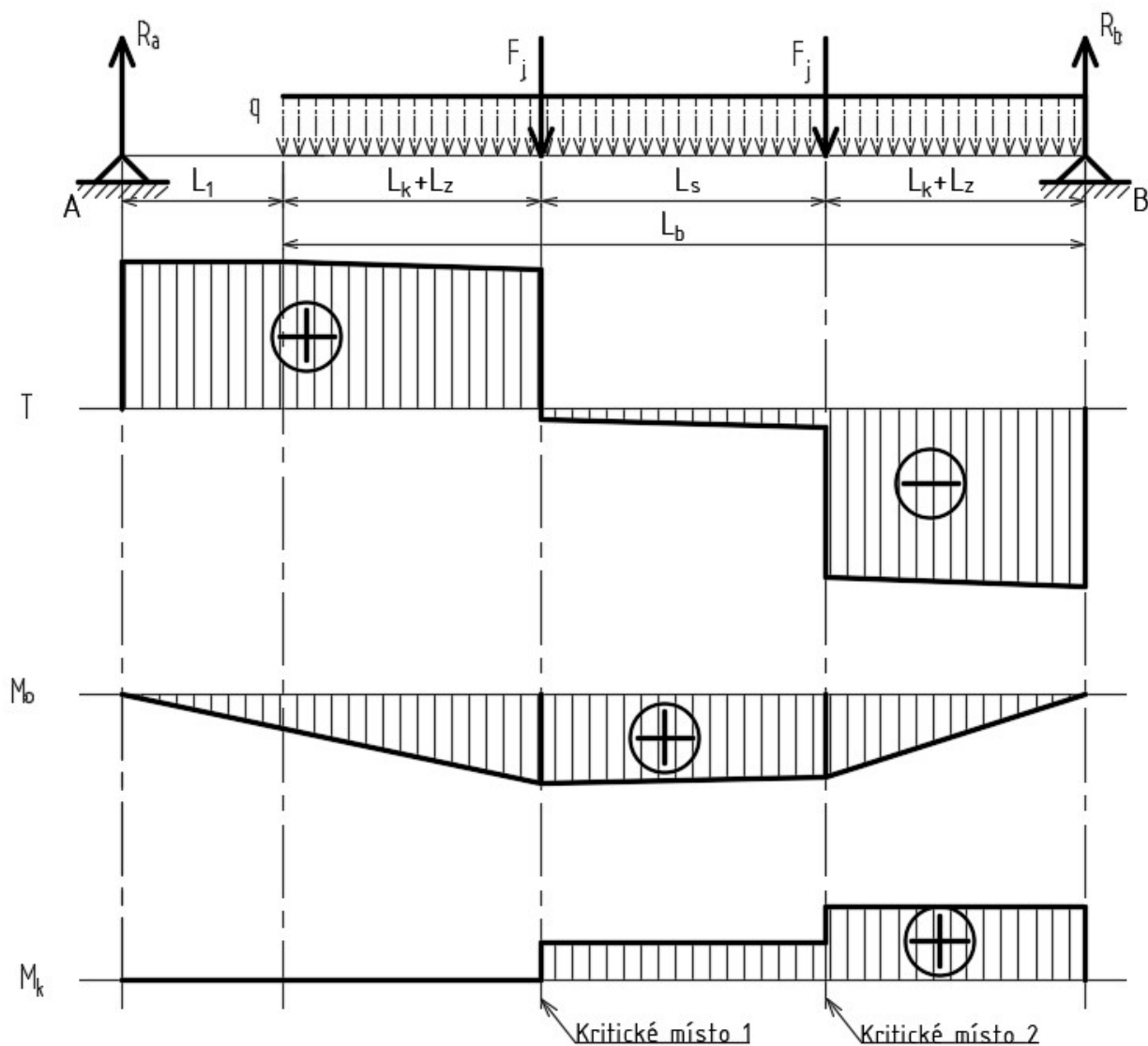
$$x_4 \in \left(0; \frac{L_b}{2} + \frac{L_s}{2}\right)$$

$$T_4 = -R_b + q \cdot x_4 + F_j \quad (46)$$

$$N_4 = 0$$

$$M_{o4} = R_b \cdot x_4 - q \cdot \frac{x_4^2}{2} - F_j \cdot \left[x_4 - \left(\frac{L_b}{2} - \frac{L_s}{2}\right)\right]$$

3.2.4.4 PRŮBĚH VVÚ



Obr. 18 Průběh VVÚ

3.2.4.5 OHYBOVÝ MOMENT V KRITICKÉM PRŮŘEZU 1 A 2

Průřez 1:

$$\begin{aligned}
 M_{o1} &= R_a \cdot (L_1 + L_k + L_z) - q \cdot \frac{(L_k + L_z)^2}{2} = \\
 &= 25560 \cdot (130 + 122 + 378) - 3,311 \cdot \frac{(122 + 378)^2}{2} = 15\,690\,496 \text{ Nmm}
 \end{aligned} \tag{47}$$

Průřez 2:

$$M_{02} = R_b \cdot (L_k + L_z) - q \cdot \frac{(L_k + L_z)^2}{2} =$$

$$= 30330 \cdot (122 + 378) - 3,311 \cdot \frac{(122 + 378)^2}{2} = 14\,751\,246 \text{ Nmm} \quad (48)$$

kde: R_a [N] je reakce ve vazbě A

R_b [N] je reakce ve vazbě B

3.2.4.6 PRŮŘEZOVÝ MODUL V OHYBU

$$W_o = 0,8 \cdot (D_{bo} - s)^2 \cdot s = 0,8 \cdot (483 - 20)^2 \cdot 20 = 3\,429\,904 \text{ mm}^3 \quad (49)$$

kde: D_{bo} [N] je průměr bubnu pod lanem

s [N] je tloušťka stěny bubnu pod lanem

3.2.4.7 OHYBOVÉ NAPĚTÍ V PRŮŘEZU 1 A 2

Průřez 1:

$$\sigma_{01} = \frac{M_{01}}{W_o} = \frac{15690496}{3429904} = 4,575 \text{ MPa} \leq \sigma_{dov} = 15 \text{ MPa} \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (50)$$

Průřez 2:

$$\sigma_{02} = \frac{M_{02}}{W_o} = \frac{14751246}{3429904} = 4,301 \text{ MPa} \leq \sigma_{dov} = 15 \text{ MPa} \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (51)$$

kde: M_{01} [Nmm] je ohybový moment v průřezu 1

M_{02} [Nmm] je ohybový moment v průřezu 2

W_o [mm³] je průřezový modul v ohybu

σ_{dov} [MPa] je dovolené ohybové napětí bubnu – $\sigma_{dov} = 10 - 15 \text{ MPa}$, dle [4], str.54

3.2.4.8 KROUTÍCÍ MOMENT NA BUBNU V PRŮŘEZU 1 A 2*Průřez 1:*

$$M_{k1} = F_j \cdot \frac{D_b}{2} = 25640 \cdot \frac{500}{2} = 6\,409\,612 \text{ Nmm} \quad (52)$$

Průřez 2:

$$M_{k2} = F_j \cdot D_b = 25640 \cdot 500 = 12\,819\,223 \text{ Nmm} \quad (53)$$

3.2.4.9 PRŮŘEZOVÝ MODUL V KRUTU

$$W_k = 1,6 \cdot (D_{bo} - s)^2 \cdot s = 1,6 \cdot (483 - 20)^2 \cdot 20 = 6\,859\,808 \text{ mm}^3 \quad (54)$$

3.2.4.10 SMYKOVÉ NAPĚTÍ V PRŮŘEZU 1 A 2*Průřez 1:*

$$\tau_{k1} = \frac{M_{k1}}{W_k} = \frac{6\,409\,612}{6\,859\,808} = 0,934 \text{ MPa} \leq \tau_{dov} = 5 \text{ MPa} \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (55)$$

Průřez 2:

$$\tau_{k2} = \frac{M_{k2}}{W_k} = \frac{12\,819\,223}{6\,859\,808} = 1,869 \text{ MPa} \leq \tau_{dov} = 5 \text{ MPa} \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (56)$$

kde:	M_{k1}	[Nmm]	je kroutící moment v průřezu 1
	M_{k2}	[Nmm]	je kroutící moment v průřezu 2
	W_k	[mm ³]	je průřezový modul v krutu
	τ_{dov}	[MPa]	je dovolené smykové napětí bubnu – $\tau_{dov} = 2 - 5 \text{ MPa}$, dle [4], str. 54

3.2.4.11 NAPĚTÍ OD VNĚJŠÍHO PŘETLAKU

$$\sigma_{tl} = \frac{F_j}{s \cdot p_b} = \frac{25640}{20 \cdot 18} = 71,218 \text{ MPa} \quad (57)$$

kde: p_b [mm] je rozteč drážek bubnu

3.2.4.12 REDUKOVANÉ NAPĚTÍ DLE METODY HMM*Průřez 1:*

$$\begin{aligned}
\sigma_{red,1} &= \sqrt{\sigma_{01}^2 + \sigma_{tl}^2 + \sigma_{01} \cdot \sigma_{tl} + 3 \cdot \tau_{k1}^2} = \\
&= \sqrt{4,189^2 + 71,218^2 + 4,189 \cdot 71,218 + 3 \cdot 0,934^2} = \\
&= 73,63 \text{ MPa} \leq \sigma_{dovr} = 110 \text{ MPa} \Rightarrow \text{vyhovuje}
\end{aligned}
\tag{58}$$

Průřez 2:

$$\begin{aligned}
\sigma_{red,2} &= \sqrt{\sigma_{02}^2 + \sigma_{tl}^2 + \sigma_{02} \cdot \sigma_{tl} + 3 \cdot \tau_{k2}^2} = \\
&= \sqrt{3,896^2 + 71,218^2 + 3,896 \cdot 71,218 + 3 \cdot 1,869^2} = \\
&= 73,534 \text{ MPa} \leq \sigma_{dovr} = 110 \text{ MPa} \Rightarrow \text{vyhovuje}
\end{aligned}
\tag{59}$$

kde:	σ_{01}	[MPa]	je napětí v ohybu v průřezu 1
	σ_{02}	[MPa]	je napětí v ohybu v průřezu 2
	σ_{tl}	[MPa]	je napětí od vnějšího přetlaku
	τ_{k1}	[MPa]	je smykové napětí v průřezu 1
	τ_{k2}	[MPa]	je smykové napětí v průřezu 2
	σ_{dovr}	[MPa]	je dovolené napětí – $\sigma_{dovr} = 100 - 110 \text{ MPa}$, dle[4], str.54

Z vypočtených výsledků vyplývá, že zvolené rozměry lanového bubnu vyhovují.

3.3 VÝPOČET A VOLBA ZDVIHOVÉHO ELEKTROMOTORU**3.3.1 CELKOVÁ MECHANICKÁ ÚČINNOST ZDVIHOVÉHO ÚSTROJÍ**

$$\eta_{czú} = \eta_{ls} \cdot \eta_p \cdot \eta_{lb} = 0,99 \cdot 0,94 \cdot 0,96 = 0,893 \tag{60}$$

kde:	η_{ls}	[-]	je celková účinnost lanového systému
	η_p	[-]	je účinnost převodovky – předběžně zvoleno $\eta_p = 0,94$
	η_{lb}	[-]	je účinnost lanového bubnu – pro uložení na valivých ložiscích je $\eta_{lb} = 0,96$, dle[5], str.76

3.3.2 POTŘEBNÝ VÝKON ELEKTROMOTORU

$$P_{el,min} = \frac{(m_b + m_{kl}) \cdot g \cdot \frac{v_z}{60}}{\eta_{czú} \cdot 1000} = \frac{(10000 + 353) \cdot 9,807 \cdot \frac{16}{60}}{0,893 \cdot 1000} = 30,305 \text{ kW} \quad (61)$$

kde v_z [mm·min⁻¹] je zadaná zdvihová rychlost

$\eta_{czú}$ [-] je celková mechanická účinnost zdvihového ústrojí

3.3.3 VOLBA ELEKTROMOTORU

Pro pohon zdvihu byl zvolen asynchronní elektromotor s kroužkovou kotvou, určený pro dopravní zařízení s přerušovaným chodem i rozběhem od firmy **Siemens, s.r.o.**, s typovým označením:

250M08

Tab. 6 Parametry zvoleného elektromotoru[15]

Zatěžovatel	ε	[%]	40
Jmenovitý výkon	P_{el}	[kW]	36
Jmenovité otáčky	n_{el}	[min ⁻¹]	725
Jmenovitý moment	M_{el}	[Nm]	474
Jmenovitý proud při 380V	I_{el}	[A]	86
Moment setrvačnosti	I_m	[kgm ²]	1,5
Hmotnost	m_{el}	[kg]	580
Momentová přetížitelnost	ξ	[-]	2,8
Max. moment	M_{max}	[Nm]	1327,2



Obr. 19 Zvolený elektromotor Siemens 250M08[15]

3.4 VÝPOČET A VOLBA PŘEVODOVKY ZDVIHU

3.4.1 OTÁČKY LANOVÉHO BUBNU

$$n_{bt} = \frac{v_z \cdot i_k}{\pi \cdot \frac{D_b}{1000}} = \frac{16 \cdot 2}{\pi \cdot \frac{500}{1000}} = 20,372 \text{ min}^{-1} \quad (62)$$

3.4.2 POTŘEBNÝ PŘEVODOVÝ POMĚR

$$i_{pp} = \frac{n_{el}}{n_{bt}} = \frac{725}{20,372} = 35,588 \quad (63)$$

kde: n_{el} $[\text{min}^{-1}]$ jsou jmenovité otáčky elektromotoru

n_{bt} $[\text{min}^{-1}]$ jsou otáčky lanového bubnu

3.4.3 MINIMÁLNÍ POTŘEBNÝ VÝKON PŘEVEDENÝ PŘEVODOVKOU DLE [16]

$$P_p = P_{el} \cdot f_m = 36 \cdot 1,25 = 45 \text{ kW} \quad (64)$$

kde: P_{el} $[\text{kW}]$ je jmenovitý výkon elektromotoru

f_m $[-]$ je mechanický servisní faktor – pro střední rázové namáhání, dobu provozu od 3 do 10 hodin/den a pohon od elektromotoru je $f_m = 1,25$, dle [16], str.5, tab.1

3.4.4 VOLBA PŘEVODOVKY

Vzhledem k vypočtenému převodovému poměru a potřebného výkonu převedeného převodovkou, byla zvolena paralelní převodovka od firmy **Radicon transmission FZE** s označením:

G163040.HF---LL1----

Tab. 7 Parametry zvolené převodovky[16]

Převodový poměr	i_p	[-]	35,77
Max. vstupní výkon do převodovky	$P_{v,max}$	[kW]	137
Výstupní kroutící moment	M_p	[Nm]	25600
Moment setrvačnosti	I_p	[kgm ²]	0,015
Hmotnost	m_p	[kg]	580
Průměr vstupního hřídele	d_1	[mm]	45
Průměr výstupního hřídele	d_2	[mm]	145
Teplotní kapacita pro převodovky bez přídavného chlazení	P_{tk}	[kW]	68

3.4.5 SKUTEČNÉ OTÁČKY LANOVÉHO BUBNU

$$n_b = \frac{n_{el}}{i_p} = \frac{725}{35,77} = 20,268 \text{ min}^{-1} \quad (65)$$

kde: i_p [-] je převodový poměr převodovky

3.4.6 SKUTEČNÁ ZDVIHOVÁ RYCHLOST

$$v_{zs} = \frac{\pi \cdot \frac{D_b}{1000} \cdot n_b}{i_k} = \frac{\pi \cdot \frac{500}{1000} \cdot 20,268}{2} = 15,919 \text{ mmin}^{-1} \quad (66)$$

kde: n_b [min⁻¹] jsou skutečné otáčky lanového bubnu

3.4.7 ODCHYLKA OD ZADANÉ RYCHLOSTI ZDVIHU

Dle [4], str.76, by se skutečná rychlost zdvihu od zadané, neměla lišit o více jak o 6%.

$$\Delta_z = \frac{|v_{zs} - v_z|}{v_z} \cdot 100 = \frac{|15,919 - 16|}{16} \cdot 100 = 0,508 \% \leq 6\% \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (67)$$

kde: v_{zs} [m/min] je skutečná zdvihová rychlost

3.4.8 KONTROLA PŘETÍŽENÍ PŘEVODOVKY [16]

Výrobce převodovky Radicon doporučuje udělat kontrolu zvolené převodovky, u které dochází alespoň 10x za den k častému a rázovému zapínání/vypínání pohonu, a nebo u pohonů, kde dochází k reversnímu pohybu při velkých zatížení.

$$P_v = \frac{M_{max} \cdot F_s \cdot n_{el}}{2 \cdot 9550} = \frac{1327,2 \cdot 1,55 \cdot 725}{2 \cdot 9550} =$$

$$= 78,092 \text{ kW} \leq P_{v,max} = 137 \text{ kW} \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (68)$$

kde: M_{max} [Nm] je maximální kroutící moment elektromotoru
 F_s [-] je faktor zohledňující počet rozběhů za hodinu – pro reversní pohyb a 40 rozběhů za hodinu je $F_s = 1,55$, dle [16], str.5, tab.2

3.4.9 KONTROLA OTEPLENÍ PŘEVODOVKY

Zvolenou převodovku je potřeba zkontrolovat z hlediska teplotní kapacity, zda je schopna odvést vyprodukované teplo otáčejícím soukolím.

$$P_{th} = \frac{P_{el}}{F_t \cdot F_d \cdot F_h \cdot F_v} = \frac{36}{0,71 \cdot 1,16 \cdot 0,97 \cdot 1,5} =$$

$$= 30,042 \text{ kW} \leq P_{tk} = 68 \text{ kW} \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (69)$$

kde: F_t [-] je součinitel teploty okolí – pro teplotu 45° je $F_t = 0,71$, dle [16], str.7, tab.4
 F_d [-] je součinitel využití převodovky – pro výstupní rychlost z převodovky $n_b = 20,268 \text{ min}^{-1}$ a 80% využití za hodinu je $F_d = 1,16$, dle [16], str.7, tab.5
 F_h [-] je součinitel nadmořské výšky – pro nadmořskou výšku 500 m.n.m. je $F_h = 0,97$, dle [16], str.7, tab.5
 F_v [-] je součinitel pro obtékání větru okolo převodovky – pro venkovní umístění je $F_v = 1,5$ dle [16], str.7, tab.7

3.5 KONTROLA ROZBĚHOVÉHO MOMENTU MOTORU ZDVIHU

3.5.1 STATICKÝ MOMENT BŘEMENE

$$M_{st} = \frac{(m_b + m_{kl}) \cdot g \cdot D_b}{2 \cdot i_k \cdot i_p \cdot \eta_{czú}} = \frac{(10000 + 353) \cdot 9,807 \cdot \frac{500}{1000}}{2 \cdot 2 \cdot 35,77 \cdot 0,893} = 397,14 \text{ Nm} \quad (70)$$

3.5.2 MOMENT POSUVNÝCH SETRVAČNÝCH SIL

Dle [5], str.78, by nemělo zrychlení zdvihu převyšovat hodnotu $0,2 - 0,3 \text{ m/s}^2$. Z tohoto předpokladu byla vypočtena doba rozběhu pro zrychlení $a_z = 0,3 \text{ m/s}^2$:

$$t_a = \frac{v_{zs}}{60 \cdot a_z} = \frac{15,919}{60 \cdot 0,3} = 0,884 \text{ s} \quad (71)$$

Pak moment posuvných setrvačných sil:

$$M_{zp} = M_{st} \cdot \frac{v_{zs}}{60 \cdot t_a \cdot g} = 397,14 \cdot \frac{15,919}{60 \cdot 0,884 \cdot 9,807} = 12,149 \text{ Nm} \quad (72)$$

kde: M_{st} [Nm] je statický moment břemene

3.5.3 MOMENT SETRVAČNÝCH SIL ROTUJÍCÍCH ČÁSTÍ

$$M_{zr} = A_{rč} \cdot I_m \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n_{el}}{60 \cdot t_a} = 1,2 \cdot (1,5 + 0,608) \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot 725}{60 \cdot 0,884} = 217,161 \text{ Nm} \quad (73)$$

kde: $A_{rč}$ [-] je součinitel zahrnující vliv dalších rotujících částí –
- $A_{rč} = 1,2$, dle [4], str.129

I_m [kg.m²] je moment setrvačnosti motoru zdvihu

I_{ges} [kg.m²] je moment setrvačnosti spojky mezi motorem a převodovkou, dle Tab. 10

t_a [s] je doba rozběhu zdvihu

3.5.4 VÝSLEDNÝ ROZBĚHOVÝ MOMENT

$$M_{roz b} = M_{st} + M_{zp} + M_{zr} = 397,14 + 12,149 + 217,161 = 626,45 \text{ Nm} \quad (74)$$

kde: M_{zp} [Nm] je moment posuvných setrvačných sil
 M_{zr} [Nm] je moment setrvačných sil rotujících částí

3.5.5 SOUČINITEL STŘEDNÍHO SPOUŠTĚCÍHO MOMENTU

$$\kappa = \frac{\xi + 1,1}{2} = \frac{2,8 + 1,1}{2} = 1,95 \quad (75)$$

kde: ξ [-] je momentová přetížitelnost motoru zdvihu

3.5.6 PODMÍNKA ROZBĚHU MOTORU ZDVIHU

$$M_{roz b} \leq \kappa \cdot M_{el}$$

$$626,45 \text{ Nm} \leq 1,95 \cdot 474 = 924,3 \text{ Nm} \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (76)$$

kde: κ [-] je součinitel středního spouštěcího momentu
 M_{el} [Nm] je jmenovitý moment motoru zdvihu

3.6 VÝPOČET A VOLBA SPOJKY MEZI BUBNEM A PŘEVODOVKOU

3.6.1 MINIMÁLNÍ POTŘEBNÝ KROUTÍCÍ MOMENT PŘENÁŠENÝ SPOJKOU

Výpočet proveden dle katalogu firmy M.A.T. Malmedie Antribstechnik GmbH [17].

$$M_{s,min} = \frac{M_{k2}}{1000} \cdot C_{erf} = \frac{12819223}{1000} \cdot 1,8 = 23\,074,602 \text{ Nm} \quad (77)$$

kde: M_{k2} [Nm] je krouťící moment v průřezu 2 – v tomto průřezu nabývá nejvyšší hodnoty
 C_{erf} [-] je servisní faktor – pro skupinu hnacího ústrojí M7 je $C_{erf} = 1,8$, dle [17], str. 6

3.6.2 VOLBA SPOJKY

Byla zvolena zubová spojka od firmy M.A.T. Malmedie Antribstechnik GmbH s označením:

TTXs Standard Size 3

Tab. 8 Parametry spojky buben - převodovka[17]

velikost	Max. kroutící moment M_{smax} [Nm]	Max. radiální síla F_{smax} [N]	Hmotnost m_s [kg]	Moment setrvačnosti I_s [kgm ²]	vstupní průměr [mm]
3	41 000	53 000	53	0,8	100 - 180

3.7 VÝPOČET A VOLBA BRZDY ZDVIHU

3.7.1 STATICKÝ MOMENT BŘEMENE PŘI BRZDĚNÍ

$$M_{st,b} = \frac{(m_b + m_{kl}) \cdot g \cdot \frac{D_b}{1000} \cdot \eta_{czú}}{2 \cdot i_k \cdot i_p} =$$

$$= \frac{(10000 + 353) \cdot 9,807 \cdot \frac{500}{1000} \cdot 0,893}{2 \cdot 2 \cdot 35,77} = 316,966 \text{ Nm} \quad (78)$$

3.7.2 MOMENT POSUVNÝCH SETRVAČNÝCH SIL PŘI BRZDĚNÍ

$$M_{zp,b} = M_{st,b} \cdot \frac{v_{zs}}{60 \cdot t_b \cdot g} = 316,966 \cdot \frac{15,919}{60 \cdot 1 \cdot 9,807} = 8,575 \text{ Nm} \quad (79)$$

kde: $M_{st,b}$ [Nm] je statický moment břemene při brzdění
 t_b [s] je doba brzdění při spouštění břemene – obvykle se volí $t_b = 1\text{ s}$, dle [4], str. 130

3.7.3 MOMENT SETRVAČNÝCH SIL ROTUJÍCÍCH ČÁSTÍ PŘI BRZDĚNÍ

$$M_{zr,b} = A_{rč} \cdot I_m \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n_{el}}{60 \cdot t_b} = 1,2 \cdot 1,5 \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot 725}{60 \cdot 1} = 136,659 \text{ Nm} \quad (80)$$

3.7.4 VÝSLEDNÝ BRZDNÝ MOMENT

$$M_b = M_{st,b} + M_{zp,b} + M_{zr,b} = 316,966 + 8,575 + 136,659 = 462,2 \text{ Nm} \quad (81)$$

kde: $M_{zp,b}$ [Nm] je moment posuvných setrvačných sil při brzdění
 $M_{zr,b}$ [Nm] je moment setrvačných sil rotujících částí při brzdění

3.7.5 POTŘEBNÝ BRZDNÝ MOMENT

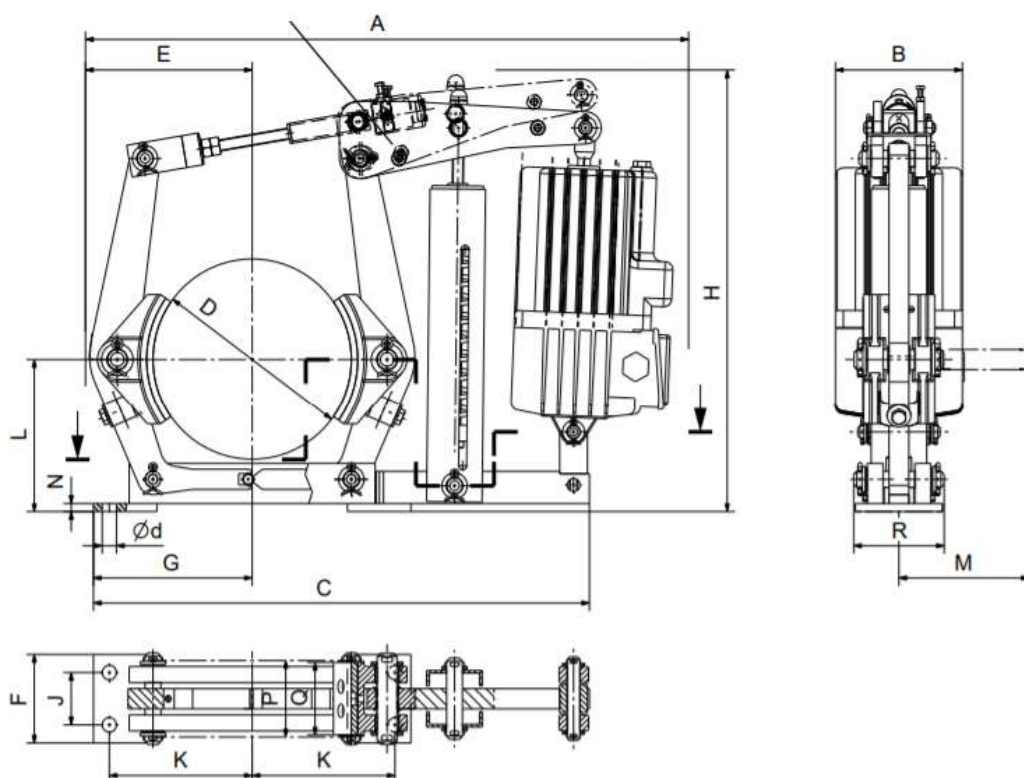
$$M_u = k_b \cdot M_{st,b} = 2 \cdot 316,966 = 633,931 \text{ Nm} \quad (82)$$

kde: k_b [-] je součinitel bezpečnosti brzdy – pro těžký provoz je $k_b = 2$, dle [4], str. 130

3.7.6 VOLBA BRZDY ZDVIHU

Z vypočteného brzdného momentu byla zvolena čelist'ová brzda firmy **Sibre Siegerland Bremsen GmbH** které mají možnost nastavení brzdného momentu v rozmezí dle zvolené brzdy s označením:

TE 315



Obr. 20 Zvolená brzda zdvihu Sibre TE 315 [18]

Tab. 9 Parametry zdvihové brzdy dle Obr. 20[18]

Velikost	Brzdňý moment M_b [Nm]	Hmotnost m_b [kg]	A [mm]	B [mm]	D [mm]
2/20	75 - 1050	50	925	195	315

3.8 VÝPOČET A VOLBA SPOJKY MEZI ELEKTROMOTOREM A PŘEVODOVKOU

Výpočet spojky byl proveden dle katalogu firmy **Sibre Siegerland Bremsen GmbH** [19].

3.8.1 MINIMÁLNÍ POTŘEBNÝ MOMENT PŘENÁŠENÝ SPOJKOU

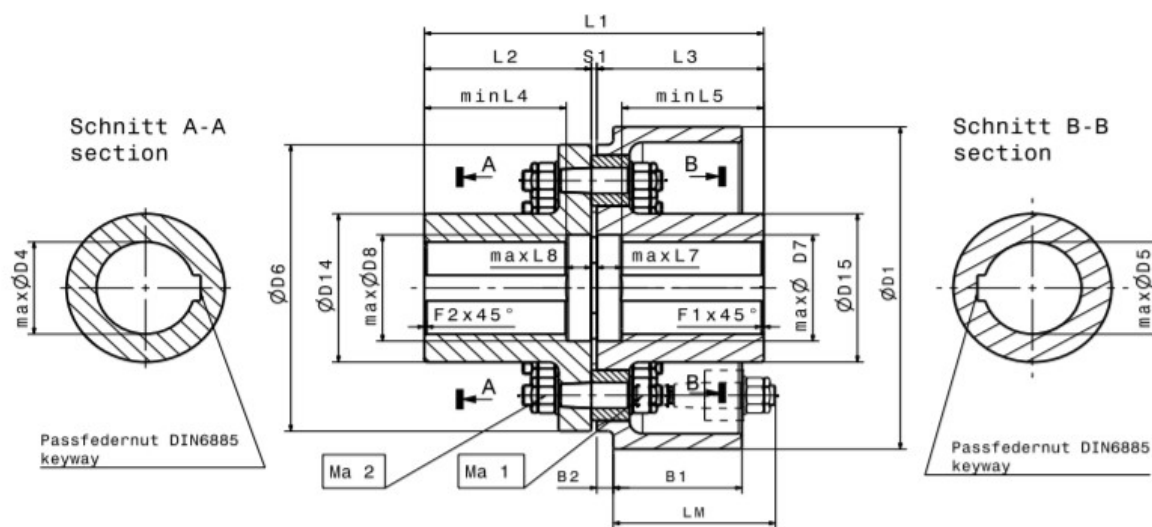
$$M_{s2,min} = \frac{P_{el} \cdot 9550 \cdot C_{erf}}{n_{el}} = \frac{36 \cdot 9550 \cdot 1,8}{725} = 853,51 \text{ Nm} \quad (83)$$

kde: C_{erf} [-] je koeficient závislý na skupině hnacího ústrojí – dle [19], str.9, tab.1, pro skupinu hnacího ústrojí M7 je $C_{erf} = 1,8$.

3.8.2 VOLBA SPOJKY

Pro přenos kroutícího momentu z elektromotoru na převodovku byla zvolena pružná spojka od firmy **Sibre Siegerland Bremsen GmbH**, vybavená brzdným kotoučem s označením:

APC 315 AT



Obr. 21 Zvolená pružná spojka APC 315 AT [20]

Tab. 10 Parametry pružné spojky APC 315 AT dle Obr. 21[20]

Jmenovitý kroutící moment T_{kn} [Nm]	Max.kroutící moment T_{kmax} [Nm]	Max.otáčky n_{smax} [min^{-1}]	Moment setrvačnosti I_{ges} [kgm^2]	Hmotnost m_{gs} [kg]
2 000	4 000	2 500	0,608	54

3.9 VÝPOČET PŘÍLOŽEK

Příložky slouží k upevnění volného konce lana na buben. Příložky se uchycují k bubnu nejčastěji šrouby a speciální příložkou ke krajní části lanového bubnu. Pro tyto účely byly předběžně zvoleny 3 kotvící závrtné šrouby M20x2,5 – 60 – 8,8 ČSN 02 1174 na každé krajní části lanového bubnu.

3.9.1 ÚHEL OPÁSÁNÍ

$$\alpha_z = 2 \cdot \pi \cdot z_z = 2 \cdot \pi \cdot 2 = 12,566 \quad (84)$$

kde: z_z [-] je počet závěrných závitů – zvoleno $z_z = 2$

3.9.2 OSOVÁ SÍLA V LANĚ V MÍSTĚ PŘÍLOŽKY

$$F_o = \frac{F_j}{e^{\alpha_z \cdot \mu_z}} = \frac{25640}{2,72^{12,566 \cdot 0,13}} = 5\,005\,N \quad (85)$$

kde: e [-] je základ přirozených logaritmů – $e = 2,72$

α_z [rad] je úhel opásání lana na lanovém bubnu

μ_z [-] je součinitel tření mezi lanem a bubnem – $\mu_z = 0,13$, dle [6]

3.9.3 POTŘEBNÁ OSOVÁ SÍLA VE ŠROUBECH

$$F_{\text{š}} = \frac{F_o}{1,62 \cdot \mu_z} = \frac{5005}{1,62 \cdot 0,13} = 23\,770\,N \quad (86)$$

kde: F_o [N] je osová síla v laně v místě příložky

3.9.4 OHYBOVÝ MOMENT NA ŠROUBU

Rameno ohybu je zvoleno na hodnotu $l_{\text{š}} = 21,75$ mm. Tato vzdálenost odpovídá polovině tloušťky stěny bubnu a polovině průměru nestlačeného lana (odpovídá stavu bez deformace)

$$M_{o\text{š}} = F_o \cdot l_{\text{š}} = 5005 \cdot 21,75 = 108\,862\,Nmm \quad (87)$$

Při dotažení lana k bubnu šroubem dojde ke stlačení průřezu lana a tím snížení ramene ohybu. Vzhledem k předem nejisté hodnoty stlačení, bylo vycházeno z předpokladu, že lano nebude nijak stlačeno. Tím bude vypočtené namáhání vyšší, než skutečné a bude tím zahrnuto jako přídavná bezpečnost proti nepříznivému namáhání.

3.9.5 PLOCHA JÁDRA ŠROUBU

$$S_{\text{s}} = \frac{\pi \cdot d_{\text{s}}^2}{4} = \frac{\pi \cdot 16,933^2}{4} = 225,194 \text{ mm}^2 \quad (88)$$

kde: d_{s} [mm] je malý průměr šroubu – pro šroub M20x2,5 je $d_{\text{s}} = 16,933 \text{ mm}$, dle [7]

3.9.6 MODUL PRŮŘEZU V OHYBU ŠROUBU

$$W_{\text{oš}} = \frac{\pi \cdot d_{\text{s}}^3}{4} = \frac{\pi \cdot 16,933^3}{4} = 476,652 \text{ mm}^3 \quad (89)$$

3.9.7 CELKOVÉ NAPĚTÍ NA ŠROUBU

$$\sigma_{\text{s}} = \frac{F_{\text{s}}}{i_{\text{s}} \cdot S_{\text{s}}} + \frac{M_{\text{oš}}}{i_{\text{s}} \cdot W_{\text{oš}}} = \frac{23770}{3 \cdot 225,194} + \frac{108862}{3 \cdot 476,652} = 111,308 \text{ MPa} \quad (90)$$

kde: F_{s} [N] je potřebná síla ve šroubech
 i_{s} [-] je počet zvolených příložek – $i_{\text{s}}=3$
 $M_{\text{oš}}$ [Nmm] je ohybový moment na šroubu
 $W_{\text{oš}}$ [mm³] je modul průřezu v ohybu na šroubu

3.9.8 DOVOLENÉ NAPĚTÍ NA ŠROUBU

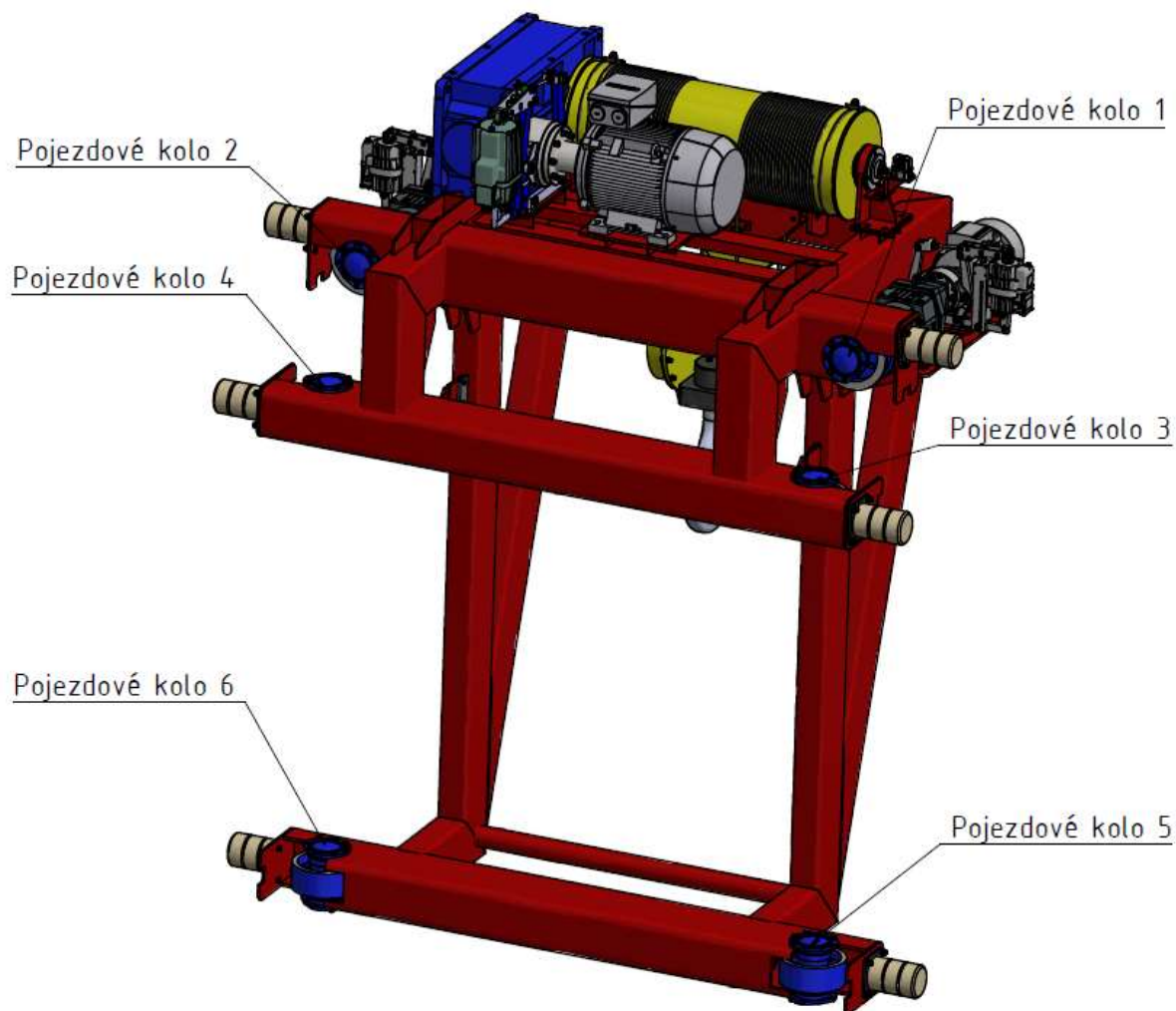
Pro zvolený materiál šroubu odpovídá mez kluzu $R_{p0,2}=640 \text{ MPa}$. Dle [6] je doporučená bezpečnost šroubu $k_{\text{s}} = 2,5$.

$$\sigma_{\text{s}} = 111,308 \text{ MPa} \leq \sigma_{\text{DOVš}} = \frac{R_{p0,2}}{k_{\text{s}}} = \frac{640}{2,5} = 256 \text{ MPa} \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (91)$$

4 VÝPOČET A VOLBA KOMPONENT POJEZDOVÉHO ÚSTROJÍ

4.1 ZATÍŽENÍ POJEZDOVÝCH KOL

Pro výpočet únosnosti kol a odporů proti pohybu bylo zapotřebí určit reakce v jednotlivých kolech navržené konzolové kočky. Na Obr. 22 jsou kola očíslována a jejich zatížení je uvedeno v Tab. 11. Reakční síly v kolech byly zjištěny z programu Ansys.



Obr. 22 Rozmístění pojezdových kol

Tab. 11 Zatížení jednotlivých kol dle Obr. 22.

i-té kolo	Maximální zatížení F_{imax} [N]	Minimální zatížení F_{imin} [N]
1	75 986	25 668
2	78 861	31 078
3	30 186	6 717,3
4	30 003	7 579,3
5	30 186	6 717,4
6	30 003	7 578,6

Přičemž zatížení F_{\max} odpovídá maximálnímu zatížení od břemene a F_{\min} od zatížení stálého břemene (tzn. zatížení vlastní hmotností komponent a konzoly kočky).

4.2 VÝPOČET ÚNOSNOSTI POJEZDOVÝCH KOL

Výpočet byl proveden dle katalogu firmy Sibre Siegerland Bremsen GmbH [21], který je řízen normou DIN 15070. Dle zadavatele Královopolská a.s. má být pojezdový profil, po kterém bude pojíždět konzolová kočka, tvořený z kolejnic typu A55. Z toho důvodu byla předběžně navržena pojezdová kola o průměru $D_{pk} = 315$ mm. Zvolená pojezdová kola byla následně zkontrolována na dovolený tlak mezi kolem a kolejnicí.

4.2.1 EKVIVALENTNÍ SÍLA NA NEJVÍCE ZATÍŽENÉ KOLO

Z Tab. 11 bylo vybráno nejvíce zatížené kolo 2, pro které platí:

$$F_{2\max} = 78\,861\,N$$

$$F_{2\min} = 31\,078\,N \quad (92)$$

Dle platné normy DIN 15070 bylo pro zatížení pojezdového kola jeřábové kočky určeno ekvivalentní zatížení R :

$$R = F_{2\max} = 78\,861\,N \quad (93)$$

kde: $F_{2\max}$ [N] je maximální zatížení na kolo 2

4.2.2 ZÁKLADNÍ ÚNOSNOST KOLA

$$\begin{aligned} R_{ko} &= p_{zul} \cdot c_2 \cdot c_3 \cdot D_{pk} \cdot (W - 2 \cdot r_K) = \\ &= 7 \cdot 0,94 \cdot 0,9 \cdot 315 \cdot (55 - 2 \cdot 5) = 83\,940\,N \end{aligned} \quad (94)$$

Kde: p_{zul} [Nmm⁻²] je dovolený tlak v závislosti na materiálu pojezdového kola a kolejnice – pro materiál kolejnice s minimální pevností v tahu ≥ 690 N/mm² a pro kolo s minimální pevností v tahu ≥ 740 N/mm² je $p_{zul} = 7$ N/mm², dle [21], str.12

R	[N]	je ekvivalentní síla na nejvíce zatížené kolo 2
c_2	[-]	je rychlostní koeficient – pro rychlost pojezdu $v_p = 50$ m/min a průměr pojezdového kola $D_{pk} = 315$ mm je $c_2 = 0,94$, dle [21], str.12
c_3	[-]	je koeficient využití za 1 hodinu – zvoleno pro 40-63% využití je $c_3 = 0,9$, dle [21], str.12
D_{pk}	[mm]	je průměr pojezdového kola
W	[mm]	je celková šířka kolejničky – pro kolejnici typu A55 je $W = 55$ mm
r_k	[mm]	je zaoblení hrany kolejničky – pro kolejnici typu A55 je $r_k = 5$ mm

4.2.3 KONTROLA ZVOLENÉHO KOLA

$$R \leq R_{ko}$$

$$78\,861\,N \leq 83\,940\,N \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (95)$$

Vzhledem k tomu, že jsou všechna kola i kolejnice stejného rozměru i materiálu, nebyla provedena kontrola ostatních kol, jelikož na ostatní kola působí menší zatížení než na vypočtené kolo 2.

4.2.4 VOLBA POJEZDOVÝCH KOL

Pojezdová kola byla zvolena od firmy Sibre Siegerland Bremsen GmbH, která jsou instalována do rohu nosníku a jsou dodávána jako kompletní set obsahující pojezdové kolo s hřídelí uložené v soudečkových ložiscích typu 222 15 dle DIN 635-2. Typové označení pojezdových kol:

Hnací pojezdové kolo:

T – BGKD 315x65 Z50x100 - 222

Hnané pojezdové kolo:

M – BGKD 315x65 Z50x100 - 222



Obr. 23 Kompletní set pojezdového kola Sibře [21]

4.3 VÝPOČET A VOLBA POHONU POJEZDU

4.3.1 VOLBA POJEZDOVÝCH KOL

Pro výpočet potřebné tažné síly je určujícím faktorem součet veškerých pasivních odporů působících proti směru pojezdu. Při pojezdu jeřábové kočky po kolejnicové dráze vznikají pasivní odpory např. valivým a čepovým třením, třením nákolku o kolejnice atp. Pro výpočet kočky pohybující se po vrchní části mostu jeřábu se užívá zjednodušeného tvaru, kde se započítává pouze valivé a čepové tření, dle vzorce:

$$T = \frac{F_c}{\frac{D_{pk}}{2}} \cdot \left(e_v + f_{\check{c}} \cdot \frac{d_{\check{c}pk}}{2} \right) \cdot \kappa_1 \quad (96)$$

kde: F_c [N] je celkové zatížení kol jeřábové kočky (tj. zatížení od břemene a zatížení kočky).

Pro případ konzolové kočky pohybující se po boku nosníku dle zadání, musela být rovnice pro výpočet tažné síly upravena do následujícího tvaru:

$$\begin{aligned} \sum_{i=1}^6 T_i &= \sum_{i=1}^6 \frac{F_{i,max}}{\frac{D_{pk}}{2}} \cdot \left(e_v + f_{\check{c}} \cdot \frac{d_{\check{c}pk}}{2} \right) \cdot \kappa_1 = \frac{75986}{\frac{315}{2}} \cdot \left(0,8 + 0,02 \cdot \frac{75}{2} \right) \cdot 2,5 + \\ &+ \frac{78861}{\frac{315}{2}} \cdot \left(0,8 + 0,02 \cdot \frac{75}{2} \right) \cdot 2,5 + \frac{30186}{\frac{315}{2}} \cdot \left(0,8 + 0,02 \cdot \frac{75}{2} \right) \cdot 2,5 + \\ &+ \frac{30003}{\frac{315}{2}} \cdot \left(0,8 + 0,02 \cdot \frac{75}{2} \right) \cdot 2,5 + \frac{30186}{\frac{315}{2}} \cdot \left(0,8 + 0,02 \cdot \frac{75}{2} \right) \cdot 2,5 + \\ &+ \frac{30003}{\frac{315}{2}} \cdot \left(0,8 + 0,02 \cdot \frac{75}{2} \right) \cdot 2,5 = 6\,771\,N \end{aligned} \quad (97)$$

kde:	F_i	[N]	jsou maximální zatížení působící na jednotlivá kola 1,2,3,4,5,6 (viz. Tab. 11, kap. 4.1)
	e_v	[mm]	je rameno valivého odporu – dle [4], str. 86 se pohybuje v rozmezí 0,6 – 0,8 mm. Zvoleno $e_v = 0,8$ mm
	f_{ξ}	[-]	je součinitel čepového tření – dle [4], str. 86 se pohybuje v rozmezí 0,01 – 0,02. Zvoleno $f_{\xi} = 0,02$
	$d_{\text{čpk}}$	[mm]	je průměr čepu pojezdového kola – pro použité ložisko uložení pojezdového kola typu 222 15 je $d_{\text{čpk}} = 75$ mm
	κ_1	[-]	je součinitel ostatních odporů – u jeřábových koček se doporučuje počítat s hodnotou $\kappa = 2,5$, dle [4], str. 86

Pro výpočet tažné síly byly brány hodnoty maximálního zatížení jednotlivých kol 1 až 6.

4.3.2 VÝPOČET SÍLY VĚTRU

Navrhovaný šrotový jeřáb bude provozován ve venkovním prostředí, tudíž je do výpočtu výkonu motoru pojezdu zahrnut vliv od síly větru působícího na rám jeřábové kočky proti směru uvažovaného pohybu.

$$F_v = q_1 \cdot C_w \cdot S_k = 150 \cdot 1,4 \cdot 10,47 = 2\,199\, N \quad (98)$$

kde:	q_1	[Pa]	je tlak větru – pro výpočty výkonu hnacích motorů se uvažuje $q_1 = 150$ Pa, dle [4], str. 86, tab. 4-1
	C_w	[-]	je tvarový součinitel – pro jeřábové kočky se uvažuje $C_w = 1,4$, dle [4], str. 86, tab. 4-2
	S_k	[m ²]	je součet průmětů obrysové plochy kočky do roviny kolmé ke směru jízdy a plochy břemene

Součet průmětů S_k

Z programu Autodesk Inventor Professional 2016 byla zjištěna plocha průmětu jeřábové kočky (bez břemene a šrotového magnetu) do roviny kolmé ke směru jízdy $S_{k1} = 4,47$ m². Pro šrotový magnet a zvedané břemeno byla stanovena plocha pro zdvižené břemeno 10t $S_{k2} = 6$ m², dle [4], str. 87, tab. 4-3. Potom celková plocha S_k :

$$S_k = S_{k1} + S_{k2} = 4,47 + 6 = 10,47\, m^2 \quad (99)$$

4.3.3 POTŘEBNÝ VÝKON POJEZDOVÉHO POHONU

$$P_{pm} = \frac{(T + F_v) \cdot \frac{v_p}{60}}{1000 \cdot \eta_{ppk}} = \frac{(6771 + 2199) \cdot \frac{50}{60}}{1000 \cdot 0,96} = 7,787 \text{ kW} \quad (100)$$

kde: T [N] je potřebná tažná síla

F_v [N] je síla větru

η_{ppk} [-] je účinnost mechanického převodu mezi kolem a pohonem –
- předběžně zvolená účinnost převodovky $\eta_{ppk}=0,96$

4.3.4 VOLBA POJEZDOVÉHO POHONU

Pro pojezd kočky po kolejnicové dráze byly zvoleny 2 asynchronní elektromotory s kroužkovou kotvou umístěny na hnací kolo 1 a 2. Zvolené elektromotory jsou od firmy **Siemens, s.r.o.**, které jsou určeny pro dopravní zařízení s přerušovaným chodem i rozběhem s typovým označením:

160L08

Tab. 12 Parametry zvoleného elektromotoru pojezdu[15]

Zatěžovatel	ε_p	[%]	60
Jmenovitý výkon	P_{pjm}	[kW]	5,7
Jmenovité otáčky	n_{pjm}	[min ⁻¹]	710
Jmenovitý moment	M_{pjm}	[Nm]	76,7
Jmenovitý proud při 380V	I_{pjm}	[A]	18
Moment setrvačnosti	I_{mp}	[kgm ²]	0,148
Hmotnost	m_{pel}	[kg]	170
Momentová přetížitelnost	ξ_p	[-]	3,3
Max. moment	M_{max}	[Nm]	253,11

4.3.5 POŽADOVANÉ OTÁČKY POJEZDOVÉHO KOLA

$$n_{pk} = \frac{v_p}{\pi \cdot \frac{D_{pk}}{1000}} = \frac{50}{\pi \cdot \frac{315}{1000}} = 50,525 \text{ min}^{-1} \quad (101)$$

4.3.6 POŽADOVANÝ PŘEVODOVÝ POMĚR PŘEVODOVKY POJEZDU

$$i_{pp} = \frac{n_{pjm}}{n_{pk}} = \frac{710}{50,525} = 14,052 \quad (102)$$

kde: n_{pjm} [min⁻¹] jsou jmenovité otáčky motoru

n_{pk} $[\text{min}^{-1}]$ jsou požadované otáčky pojezdového kola

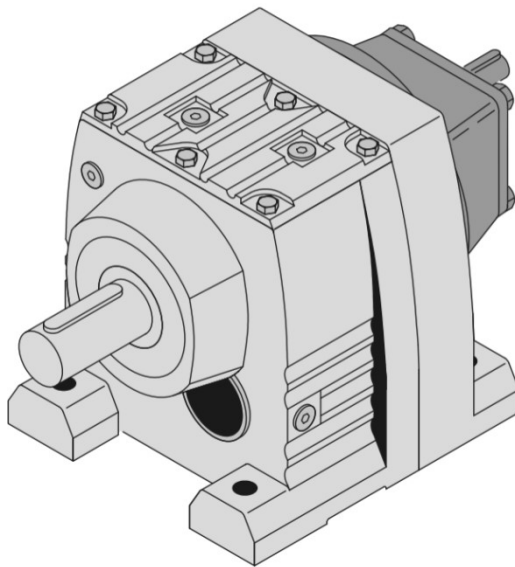
4.3.7 VOLBA PŘEVODOVKY POJEZDU

Pro pojezdové ústrojí byla zvolena převodovka od firmy SEW-EURODRIVE CZ s.r.o., s typovým označením:

R87AD5

Tab. 13 Parametry zvolené převodovky pojezdu[29]

Převodový poměr	i_{pk}	[-]	13,33
Max. výstupní radiální síla při $n=1400 \text{ min}^{-1}$	$F_{v,max}$	[N]	11600
Max. výstupní krouticí moment	$M_{výst}$	[Nm]	1280
Moment setrvačnosti	I_p	$[\text{kgm}^2]$	0,004574
Hmotnost	m_{pp}	[kg]	88
Průměr vstupního hřídele	d_{1p}	[mm]	42
Průměr výstupního hřídele	d_{2p}	[mm]	50



Obr. 24 Převodovka pojezdu SEW R87AD5[29]

4.3.8 SKUTEČNÉ OTÁČKY POJEZDOVÉHO KOLA

$$n_{pks} = \frac{n_{pjm}}{i_{pk}} = \frac{710}{13,33} = 53,263 \text{ min}^{-1} \quad (103)$$

kde: i_{pk} [-] je převodový poměr převodovky pojezdu

4.3.9 SKUTEČNÁ POJEZDOVÁ RYCHLOST

$$v_{ps} = \pi \cdot \frac{D_{pk}}{1000} \cdot n_{pks} = \pi \cdot \frac{315}{1000} \cdot 53,263 = 52,709 \text{ mmin}^{-1} \quad (104)$$

kde: n_{pks} [min^{-1}] jsou skutečné otáčky pojezdového kola

4.3.10 ODCHYLKA SKUTEČNÉ POJEZDOVÉ RYCHLOSTI OD POŽADOVANÉ

Dle [4], str. 87 je dovolená odchylka požadované pojezdové rychlosti od skutečné $\pm 6\%$.

$$\Delta_{pk} = \frac{|v_{ps} - v_p|}{v_p} \cdot 100 = \frac{|52,709 - 50|}{50} \cdot 100 = 5,419 \% \leq 6\% \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (105)$$

kde: v_{ps} [mmin^{-1}] je skutečná rychlost pojezdu

Z vypočtené odchylky vyplývá, že skutečná rychlost pojezdu od požadované je v rozmezí odchylky do 6%. Tudíž zvolená převodovka pro pojezd vyhovuje.

4.3.11 KONTROLA POJEZDOVÉHO MOTORU

Během rozbíhání musí pojezdový motor překonávat značné pasivní odpory a odpory od setrvačných sil jeřábové kočky. Proto musí být kontrolován jeho rozběhový moment.

4.3.11.1 MOMENT PASIVNÍCH ODPORŮ

$$M_{tp} = T \cdot \frac{\frac{D_{pk}}{2 \cdot 1000}}{i_{pk} \cdot \eta_{ppk}} = 6771 \cdot \frac{\frac{315}{2 \cdot 1000}}{13,33 \cdot 0,96} = 83,341 \text{ Nm} \quad (106)$$

4.3.11.2 MOMENT OD SÍLY VĚTRU

$$M_{vp} = F_v \cdot \frac{\frac{D_{pk}}{2 \cdot 1000}}{i_{pk} \cdot \eta_{ppk}} = 2199 \cdot \frac{\frac{315}{2 \cdot 1000}}{13,33 \cdot 0,96} = 27,061 \text{ Nm} \quad (107)$$

4.3.11.3 MOMENT SETRVAČNÝCH SIL ROTUJÍCÍCH ČÁSTÍ

$$M_{zrp} = A_{rp} \cdot I_{mp} \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n_{pjm}}{60 \cdot t_{ap}} = 1,1 \cdot 0,148 \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot 710}{60 \cdot 5,6} = 2,161 \text{ Nm} \quad (108)$$

kde:	A_{rp}	[-]	je součinitel zahrnující vliv dalších rotujících částí – pro individuální pohon kol je $A_{rp} = 1,1$, dle [4], str.140
	I_{mp}	[kgm ²]	je moment setrvačnosti motoru pojezdu
	t_{ap}	[s]	je doba rozběhu – pro pojezdovou rychlost 50 m/min je doba rozběhu přibližně 4 s, dle [4], str.140, tab. 2.20. Pro pohyb jeřábové kočky venku se dle této literatury volí doba rozběhu o 40% větší. Tudíž $t_{ap} = 1,4 \cdot 4 = 5,6$ s.

4.3.11.4 SETRVAČNÁ SÍLA POSUVNÝCH HMOT NA OBVODĚ KOLA

$$F_{spp} = (m_b + m_c + m_{kl}) \cdot \frac{v_{ps}}{60 \cdot t_{ap}} = (10000 + 5108,6 + 353) \cdot \frac{52,709}{60 \cdot 5,6} = 2426N \quad (109)$$

kde:	m_c	[kg]	je hmotnost jeřábové kočky, z Autodesk Inventor Professional 2016 bylo zjištěno $m_c = 5108,6$ kg
------	-------	------	---

4.3.11.5 MOMENT SETRVAČNÝCH SIL PŘÍMOČAŘE POHYBUJÍCÍCH HMOT

$$M_{zpp} = F_{spp} \cdot \frac{\frac{D_{pk}}{2 \cdot 1000}}{i_{pk} \cdot \eta_{ppk}} = 2426 \cdot \frac{\frac{315}{2 \cdot 1000}}{13,33 \cdot 0,96} = 29,853 Nm \quad (110)$$

kde:	F_{spp}	[N]	je setrvačná síla přímočaře pohybujících hmot
------	-----------	-----	---

4.3.11.6 MINIMÁLNÍ POTŘEBNÝ ROZBĚHOVÝ MOMENT MOTORU POJEZDU

Pro výpočet rozběhového momentu bylo počítáno pouze pro případ, kdy moment od větru působí proti pohybu pojezdu, jelikož motor je tak nejvíce namáhán.

$$M_{rozbp} = M_{tp} + M_{vp} + M_{zpp} + M_{zrp} = 83,341 + 27,061 + 29,853 + 2,161 = 142,416 Nm \quad (111)$$

kde:	M_{tp}	[Nm]	je moment pasivních odporů
	M_{vp}	[Nm]	je moment od síly větru
	M_{zpp}	[Nm]	je moment setrvačných sil přímočaře pohybujících hmot

M_{zrp} [Nm] je moment setrvačných sil rotujících částí

4.3.11.7 SOUČINITEL STŘEDNÍHO SPOUŠTĚCÍHO MOMENTU

$$\kappa_p = \frac{\xi_p + 1,1}{2} = \frac{3,3 + 1,1}{2} = 2,2 \quad (112)$$

kde: ξ_p [-] je momentová přetížitelnost motoru pojezdu

4.3.11.8 KONTROLA ROZBĚHOVÉHO MOMENTU

Pro pojezd byly použity 2 pojezdové motory, proto má rovnice následující tvar:

$$M_{rozbp} \leq 2 \cdot M_{sp} = 2 \cdot \kappa_p \cdot M_{pjm} = 2 \cdot 2,2 \cdot 76,7 = 337,48 \text{ Nm}$$

$$142,416 \text{ Nm} \leq 337,48 \text{ Nm} \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (113)$$

kde: M_{rozbp} [Nm] je minimální potřebný rozběhový moment motoru pojezdu

M_{sp} [Nm] je rozběhový moment motoru pojezdu

κ_p [-] je součinitel přetížitelnosti motoru pojezdu

M_{pjm} [Nm] je jmenovitý kroutící moment motoru pojezdu

Z vypočtené rovnice vyplývá, že navržený motor pojezdu vyhovuje.

4.3.11.9 KONTROLA ADHEZNÍ SÍLY VZHLEDEM K TAŽNÉ SÍLE POJEZDU

Tažná síla motoru pojezdu nesmí překročit hodnotu třecí síly mezi kolem a kolejnicí. Docházelo by tak k nadměrnému opotřebovávání kol a kolejnic, přičení jeřábové kočky a tím zvýšení namáhání jeřábového mostu i kočky.

$$f_{kk} \cdot \sum_{i=1,2} F_i \geq \sum_{i=3,4,5,6} T_i + F_v + F_{spp} \quad (114)$$

$$f_{kk} \cdot (F_{1ma} + F_{2max}) \geq \sum_{i=3}^6 \frac{F_{i,max}}{\frac{d_{pk}}{2}} \cdot \left(e_v + f_c \cdot \frac{d_{cpk}}{2} \right) \cdot \kappa_1 + F_v + F_{spp}$$

$$0,12 \cdot (75986 + 78861) \geq \frac{30186}{\frac{315}{2}} \cdot \left(0,8 + 0,02 \cdot \frac{75}{2} \right) \cdot 2,5 +$$

$$+ \frac{30003}{\frac{315}{2}} \cdot \left(0,8 + 0,02 \cdot \frac{75}{2}\right) \cdot 2,5 + \frac{30186}{\frac{315}{2}} \cdot \left(0,8 + 0,02 \cdot \frac{75}{2}\right) \cdot 2,5 +$$

$$+ \frac{30003}{\frac{315}{2}} \cdot \left(0,8 + 0,02 \cdot \frac{75}{2}\right) \cdot 2,5 + 2199 + 2426$$

$$18\,580\,N \geq 7\,586\,N \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

kde: f_{kk}	[-]	je součinitel tření mezi kolem a kolejnicí – u jeřábů pohybujících se venku je $f_{kk}=0,12$, dle [4], str.89.
ΣF_i	[N]	je součet zatížení všech poháněných kol – v tomto případě jsou poháněny kola 1 a 2
ΣT_i	[N]	je součet odporů na nepoháněných kolech – v případě navržené konzolové kočky jsou nepoháněny kola 3,4,5,6

4.3.12 KONTROLA POJEZDOVÉ BRZDY

4.3.12.1 VOLBA BRZDNÉ DOBY

Zvolená brzdná doba musí být mezi hodnotami t_{\min} (doba brždění, za kterou by již nastal prokluz kol) a t_{\max} (doba samovolného brždění – pomocí pasivních odporů).

Výpočet minimální brzdné doby:

$$t_{b,\min} = \frac{(m_b + m_c + m_{kl}) \cdot v_{ps}}{[f_{kk} \cdot \Sigma_{i=1,2} F_i + \Sigma_{i=3,4,5,6} T_i + F_v] \cdot 60} =$$

$$= \frac{(10000 + 5108,6 + 353) \cdot 52,709}{[0,12 \cdot 154800 + 2962 + 2199] \cdot 60} = 0,572\,s \quad (115)$$

Výpočet maximální brzdné dráhy:

Maximální brzdná dráha se určí z kinetické energie pohyblivých hmot soustavy a mechanické práce brzdících sil. Pro zjednodušení lze brát energii rotujících hmot jako 15% energie posouvajících hmot [4]. Pro maximální dráhu bylo počítáno, že vítr působí na konzolovou kočku proti směru brždění. Brzdná dráha se pak prodlužuje o velikost této síly. Proto je v rovnici u F_v znaménko – (mínus).

Pohybová rovnice:

$$1,15 \cdot \frac{1}{2} \cdot (m_b + m_c + m_{kl}) \cdot \frac{v_{ps}^2}{60^2} = (T - F_v) \cdot s_{\max} \quad (116)$$

Z pohybové rovnice lze psát:

$$s_{max} = \frac{1,15 \cdot \frac{1}{2} \cdot (m_b + m_c + m_{kl}) \cdot \frac{v_{ps}^2}{60^2}}{(T - F_v)} =$$

$$= \frac{1,15 \cdot \frac{1}{2} \cdot (10000 + 5108,6 + 353) \cdot \frac{52,709^2}{60^2}}{(6771 - 2199)} = 1,5 \text{ m}$$
(117)

Vypočtená maximální brzdňá dráha $s_{max} = 1,5 \text{ m}$ brzdící pomocí účinků pasivních odporů je příliš vysoká vzhledem k požadavku zadavatele Královopolská a.s., proto bylo zapotřebí vybavit pojezd dodatečně pojezdovou brzdou.

Výpočet maximální brzdňé doby:

$$t_{b,max} = \frac{120 \cdot s_{max}}{v_{ps}} = \frac{120 \cdot 1,5}{52,709} = 3,416 \text{ s}$$
(118)

kde: s_{max} [m] je maximální brzdňá dráha

Z vypočtené hodnoty brzdňé doby $t_{b,min} = 0,572 \text{ s}$ a $t_{b,max} = 3,416 \text{ s}$, byla zvolena brzdňá doba $t_{bp} = 1,4 \text{ s}$

4.3.12.2 MOMENT PASIVNÍCH ODPORŮ PRO BRZDĚNÍ

$$M_{tpb} = T \cdot \frac{\frac{D_{pk}}{2 \cdot 1000} \cdot \eta_{ppk}}{i_{pk}} = 6771 \cdot \frac{\frac{315}{2 \cdot 1000} \cdot 0,96}{13,33} = 76,807 \text{ Nm}$$
(119)

4.3.12.3 MOMENT OD SÍLY VĚTRU PRO BRZDĚNÍ

$$M_{vpb} = F_v \cdot \frac{\frac{D_{pk}}{2 \cdot 1000} \cdot \eta_{ppk}}{i_{pk}} = 2199 \cdot \frac{\frac{315}{2 \cdot 1000} \cdot 0,96}{13,33} = 24,939 \text{ Nm}$$
(120)

4.3.12.4 MOMENT SETRVAČNÝCH SIL ROTUJÍCÍCH ČÁSTÍ PRO BRZDĚNÍ

$$M_{zrpb} = A_{rp} \cdot I_{mp} \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n_{pjm}}{60 \cdot t_{bp}} = 1,1 \cdot 0,148 \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot 710}{60 \cdot 1,4} = 8,646 \text{ Nm}$$
(121)

kde: t_{bp} [s] je zvolená brzdňá doba

4.3.12.5 SETRVAČNÁ SÍLA POSUVNÝCH HMOT NA OBVODĚ KOLA PRO BRZDĚNÍ

$$F_{sppb} = (m_b + m_c + m_{kl}) \cdot \frac{v_{ps}}{60 \cdot t_{bp}} =$$

$$= (10000 + 5108,6 + 353) \cdot \frac{52,709}{60 \cdot 1,4} = 9702 \text{ N} \quad (122)$$

4.3.12.6 MOMENT SETRVAČNÝCH SIL PŘÍMOČAŘE POHYBUJÍCÍCH HMOT PRO BRZDĚNÍ

$$M_{zppb} = F_{sppb} \cdot \frac{\frac{D_{pk}}{2 \cdot 1000} \cdot \eta_{ppk}}{i_{pk}} = 9702 \cdot \frac{\frac{315}{2 \cdot 1000} \cdot 0,96}{13,33} = 110,049 \text{ Nm} \quad (123)$$

4.3.12.7 MINIMÁLNÍ POTŘEBNÝ BRZDNÝ MOMENT

Pro výpočet brzdného momentu bylo počítáno pouze pro případ, kdy moment od větru působí proti pohybu brzdění, jelikož brzda je tak nejvíce namáhána.

$$M_{bpp} = -M_{tpb} + M_{vpb} + M_{zppb} + M_{zrpb} =$$

$$= -76,807 + 24,939 + 110,049 + 8,646 = 66,827 \text{ Nm} \quad (124)$$

kde: M_{tpb} [Nm] je moment pasivních odporů
 M_{vpb} [Nm] je moment od síly větru
 M_{zppb} [Nm] je moment setrvačných sil přímočaře pohybujících hmot
 M_{zrpb} [Nm] je moment setrvačných sil rotujících částí

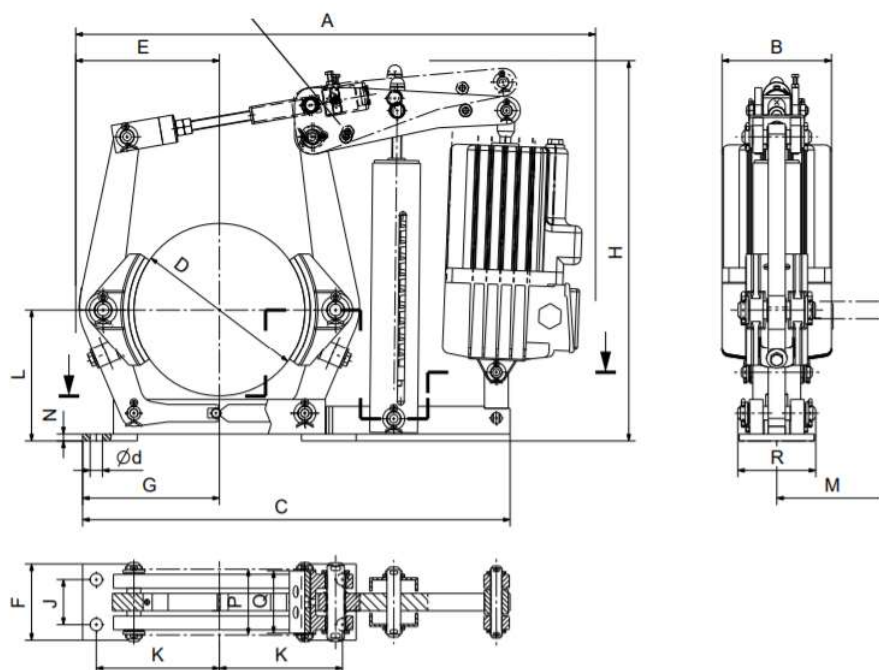
4.3.12.8 VOLBA BRZDY POJEZDU

Z vypočteného brzdného momentu byly zvoleny 2 čelist'ové brzdy firmy **Sibre Siegerland Bremsen GmbH**, které mají možnost nastavení brzdného momentu v rozmezí dle zvolené brzdy s označením:

TE 200

Tab. 14 Parametry pojezdové brzdy dle Obr. 25[18]

Velikost	Brzdný rozsah M_{bp} [Nm]	Hmotnost m_{bp} [kg]	A [mm]	B [mm]	D [mm]
1/10	50 - 300	19	640	160	200



Obr. 25 Zvolená brzda pojezdu Sibre TE 200 [18]

4.3.12.9 KONTROLA BRZDNÉHO MOMENTU

Navržená brzda musí mít brzdňý moment jako minimální potřebný brzdňý moment, nebo o trochu vyšší, aby nebyl chod brzdy příliš tvrdý. Vzhledem k použití 2 pojezdových brzd, má rovnice následující tvar:

$$2 \cdot M_{bp,max} \geq M_{bpp}$$

$$2 \cdot 300 \geq 66,827$$

$$600 \text{ Nm} \geq 66,827 \text{ Nm} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

(125)

Z výpočtu vyplývá, že navržená brzda pojezdu vyhovuje.

5 KONTROLA LOŽISEK

5.1 LOŽISKA POJEZDOVÝCH KOL

Ložiska pojezdových kol byla vypočítána podle katalogu firmy Sibre Siegerland Bremsen GmbH.

5.1.1 ZATÍŽENÍ LOŽISKA

Každé pojezdové kolo obsahuje 2 soudečková ložiska typu 222 20 dle DIN 635-2. Proto byla zatěžující síla na jedno ložisko snížena na polovinu.

$$R_l = \frac{R}{2} = \frac{78860}{2} = 39\,430\,N \quad (126)$$

5.1.2 CELKOVÝ FAKTOR

$$C_{ges} = \frac{R_l}{R_{ko}} = \frac{39430}{83940} = 0,47 \quad (127)$$

kde: R_l [N] je zatížení jednoho ložiska pojezdového kola

R_{ko} [N] je základní únosnost kola

5.1.3 NOMINÁLNÍ ŽIVOTNOST LOŽISEK

$$\begin{aligned} L_{10h} &= L_{kenn} \cdot \left(\frac{1}{C_{ges}} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{31,5}{60 \cdot n_{pks}} = \\ &= 355000 \cdot \left(\frac{1}{0,47} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{31,5}{60 \cdot 53,263} = 43\,430\,h \end{aligned} \quad (128)$$

kde: L_{kenn} [h] je nominální životnost ložisek vzhledem k základní únosnosti ložiska – pro průměr pojezdového kola $D_{pk}=315$ mm a profil kolejnice A55 je $L_{kenn} = 355\,000$ h – dle [21], str.13, tab. II

5.2 LOŽISKO LANOVÉHO BUBNU

Lanový buben je uložen ve svařovaném ložiskovém domku se soudečkovým ložiskem 22216E od firmy SKF CZ, a.s., které obsahuje ložisko 23024 CCK/W3. Z kalkulačky výrobce byla zjištěna trvanlivost ložiska pro radiální sílu na ložisko $R_a = 25\,400$ N, pro otáčky

lanového bubnu $n_b = 20,268 \text{ min}^{-1}$ a při zanedbání axiální síly na ložisko je základní trvanlivost $L_{10h,lb} = 368\,000 \text{ h}$ [22].

5.3 LOŽISKO VYROVNÁVACÍ KLADKY

Vyrovnávací kladka je vybavena ložiskem od firmy SKF CZ, a.s. s označením 62313 – 2RS1. Jelikož kladka slouží pro vyrovnaní nestejněho protažení lana, proto budou její otáčky nízké až nulové. Z toho důvodu byly zvoleny otáčky $n_{vk} = 15 \text{ min}^{-1}$, které budou pro výpočet dostatečné.

Z kalkulačky výrobce byla zjištěna trvanlivost ložiska pro otáčky vyrovnávací kladky $n_{vk} = 15 \text{ min}^{-1}$, radiální sílu na ložisko $F_{rvk} = 51\,280 \text{ N}$ a při zanedbání axiální síly na ložisko (vyrovnávací kladka je umístěna na čepu a bude se otáčet ve směru působení síly) je základní trvanlivost $L_{10h,vk} = 19\,437,5 \text{ h}$ [22].

$$F_{rvk} = 2 \cdot F_j = 2 \cdot 25640 = 51\,280 \text{ N} \quad (129)$$

6 PEVNOSTNÍ KONTROLA RÁMU KOČKY

Pro pevnostní kontrolu jeřábové kočky je vycházeno z platných norem ČSN EN 13 001. Z normy ČSN EN 13 001-2 byly určeny jednotlivé zatížení a dynamické součinitele, které byly v různých kombinacích zatížení dle této normy simulovány v programu Ansys. Bylo tak vytvořeno několik zatěžovacích stavů, které musí vyhovovat návrhové únosnosti.

6.1 DYNAMICKÉ SOUČINITELE ZATÍŽENÍ

Dynamické součinitele navyšují zatížení od působení vlastní hmotnosti kočky, hmotnosti břemene, jednotlivých zrychlení, atp.

Dynamický součinitel zahrnující účinky při zdvihání a gravitační účinky působící na hmotnost:

Při zdvihání břemene nebo při náhlém uvolnění břemene je konstrukce vystavena vybuzenému kmitání zohledněného součinitelem Φ_1 .

$$\phi_1 = 1 + \delta = 1 + 0,1 = 1,1 \quad (130)$$

kde: δ [-] je součinitel pro výpočet Φ_1 , dle [6], str. 12 je $\delta = 0,1$

Dynamický součinitel pro zdvihání volně ležícího břemene:

Při zdvihání břemene ze země, dochází k vybuzení dalších dynamických účinků. Pro výpočet Φ_2 je zapotřebí znát třídu pohonu zdvihu a třídu tuhosti, která je určena teoretickým součinitelem Φ_{2t} .

$$\phi_{2t} = 1 + \frac{2,8 \cdot \frac{v_{h,max}}{60}}{0,45 + \left(\frac{R_o \cdot L_n}{1500 \cdot k_l}\right)^{1/2}} = 1 + \frac{2,8 \cdot \frac{16}{60}}{0,45 + \left(\frac{1960 \cdot 17}{1500 \cdot 8,164}\right)^{1/2}} = 1,356 \quad (131)$$

kde: $v_{h,max}$ [m/min] je maximální ustálená rychlost zdvihu, ze zadání je $v_{h,max} = v_z = 16 \text{ mm}^{-1}$

R_o [MPa] je jmenovitá pevnost lana

L_n [m] je délka větve lana – dle konstrukce je $L_n = 17 \text{ m}$

k_l [-] je skutečný součinitel bezpečnosti lana

Třída tuhosti se následně určí z ČSN EN 15 011+A1 podle Tab. 15:

Tab. 15 Třídy tuhosti dle [8]

Podmínka	Třída tuhosti
$0 \leq \phi_{2t} \leq 1,134$	HC1
$1,134 \leq \phi_{2t} \leq 1,23$	HC2
$1,23 \leq \phi_{2t} \leq 1,32$	HC3
$1,32 \leq \phi_{2t} \leq \infty$	HC4

Z Tab. 15 byla zjištěna třída tuhosti konstrukce **HC4**.

Dále byla určena třída pohonu zdvihu, které dle požadavku odpovídá třída pohonu zdvihu **HD1** - „Mikrozdvih není k dispozici, nebo je možné zahájit pohon zdvihu bez použití mikrozdvihu“ [11].

Na základě těchto tříd (tuhosti a pohonu zdvihu) byl zjištěn součinitel β a $\Phi_{2,min}$, dle [6]:

Tab. 16 Součinitele β a $\Phi_{2,min}$ dle [6]

Třída tuhosti/pohonu zdvihu	β	$\Phi_{2,min}$
HC4/HD1	0,68	1,2

Stanovení velikosti zdvihové rychlosti použité pro výpočet Φ_2 , dle [6]:

Tab. 17 Zdvihová rychlost pro výpočet Φ_2 , dle [6]

Kombinace zatížení	Třída pohonu zdvihu HD4
A1,B1	$v_{h,max}$

Pro kombinaci zatížení A1,B1:

$$\phi_2 = \phi_{2,min} + \beta \cdot \frac{v_{h,max}}{60} = 1,15 + 0,51 \cdot \frac{16}{60} = 1,382 \quad (132)$$

Dynamický součinitel pro náhlé uvolnění části břemene

U jeřábů, kde dochází k uvolnění části (případně celého) břemene, vznikají dynamické účinky zahrnuté v součiniteli Φ_3 . Platí pro jeřáby uchopující břemeno magnetem.

$$\phi_3 = 1 - \frac{\Delta m_b}{m_b} \cdot (1 + \beta_3) = 1 - \frac{5000}{10000} \cdot (1 + 1) = 0 \quad (133)$$

kde: Δm_b [kg] je uvolněná část břemene, pro použití šrotového magnetu bylo uvažováno, že je uvolňována polovina váhy břemene, jelikož šrotový magnet bude mít přibližnou hmotnost 5000 kg, pak $\Delta m_b = 5\,000$ kg

β_3 [-] je součinitel používaný pro jeřáby s magnetem, dle [6], str.14 je $\beta_3 = 1$

Dynamický součinitel pro zatížení způsobená pojezdem po nerovném povrchu

Předpokládá se, že jeřabová kočka bude pojíždět po souvislých kolejnicích nebo po svařovaných kolejnicích s opracovanými styky bez nerovností. Pak platí, dle [6]:

$$\phi_4 = 1 \quad (134)$$

Dynamický součinitel pro zatížení způsobená zrychlením pohonů

Dynamický součinitel Φ_5 se určuje zvlášť pro zdvihový mechanismus a mechanismus pojezdu. Dále je určen typem pohonu.

Tab. 18 Dynamický součinitel Φ_5 , dle [6]

Typ pohonu	ϕ_5	
	Mechanismus pojezdu ϕ_{5p}	Mechanismus zdvihu – spouštění břemene ϕ_{5z}
Plynulé ovládání otáček	1,2	1,1

6.2 ZATÍŽENÍ RÁMU

Zatížení jsou rozdělena dle normy ČSN EN 13 001-2 do 3 skupin [6]:

- Pravidelná zatížení
- Občasná zatížení
- Výjimečná zatížení

Pro pevnostní kontrolu byla zahrnuta pouze zatížení pravidelná a občasná. Výjimečná zatížení nebyla kontrolována z důvodu mnoha neznámých parametrů nejasných ze zadání, která jsou

potřeba pro tyto výpočty. Navíc se tyto zatížení příliš nevyskytují a neovlivňují tolik namáhání konstrukce jako zatížení pravidelná nebo občasná.

6.2.1 PRAVIDELNÁ ZATÍŽENÍ

Pravidelná zatížení se vyskytují často a opakovaně za běžného provozu. Patří mezi ně účinky zdvihání a gravitační účinky působící na hmotnost jeřábu, zdvihání volně ležícího břemene, náhlé uvolnění břemene zdvihu, pojezd po nerovném povrchu, zatížení od zrychlení pohonu, atd.

Hmotnost jeřábu(kočky) Y_1

Do hmotnosti jeřábu je započtena pouze samotná hmotnost jeřábu bez břemene zdvihu, stálého břemene a pojezdových kol.

$$Y_1 = m_c \cdot g = 5108,6 \cdot 9,807 = 50\,100\,N \quad (135)$$

Hmotnost břemene zdvihu Y_2

Do hmotnosti břemene zdvihu se započítává užitečné břemeno a prostředky pro uchopení břemene.

$$Y_2 = (m_b + m_{kl}) \cdot g = (10000 + 353) \cdot 9,807 = 101\,500\,N \quad (136)$$

Zrychlení bez pohonu zdvihu Y_3

Zrychlení bez pohonu zdvihu, uvažuje jen zrychlení od pojezdu kočky.

$$Y_3 = \frac{v_{ps}}{t_{ap} \cdot 60} = \frac{52,709}{5,6 \cdot 60} = 0,157\,ms^{-2} \quad (137)$$

Zrychlení s pohonem zdvihu Y_4

Uvažuje zatížení od působení zrychlení zdvihu i zrychlení pojezdu. Z kapitoly 3.5.2 bylo určeno zrychlení zdvihu $a_z = 0,3\,m/s^2$. Pak zatížení od zrychlení:

$$Y_4 = a_z = 0,3\,ms^2 \quad (138)$$

6.2.2 OBČASNÁ ZATÍŽENÍ

Občasná zatížení se při výpočtu na únavu obvykle zanedbávají. Mezi občasná zatížení patří zatížení způsobené větrem za provozu, zatížení sněhem a námrazou, zatížení způsobené

změnami teploty, zatížení způsobená přícením. Pro výpočet bylo uvažováno jen zatížení způsobené větrem za provozu.

Zatížení způsobené větrem za provozu Y5

Jeřáby využívané ve venkovním prostředí jsou namáhána tlakem větru. Dochází tak ke zvýšení namáhání nosné konstrukce. Z kapitoly 4.3.2, bylo vypočteno zatížení větrem $F_v=2199$ N.

6.3 SOUČinitele BEZPEČNOSTI

Součinitele bezpečnosti pro zatížení od hmotnosti jeřábu se určuje na základě kombinace zatížení a dle konstrukce, kdy je zatížení od hmotnosti jeřábu příznivé nebo nepříznivé. Pro konstrukci dle zadání je zatížení od hmotnosti jeřábu nepříznivé. V případě posouzení pevnosti rámu kočky z hlediska únavové pevnosti jsou součinitele bezpečnosti dle [6] $\psi_{pu} = 1$.

Tab. 19 Součinitele bezpečnosti, dle [6]

Součinitel bezpečnosti	Zatížení	Kombinace zatížení		
		A	B	C
ψ_{p1}	Y1	1,22	1,16	1,1
ψ_{p2}	Y2	1,34	1,22	1,1
ψ_{p3}	Y3	1,34	1,22	1,1
ψ_{p4}	Y4	1,34	1,22	1,1
ψ_{p5}	Y5	/	1,22	1,16

6.4 KOMBINACE ZATÍŽENÍ

Jak již bylo zmíněno, tak budou uvažovány pouze kombinace A1-A4 pro zatížení pravidelná a B1-B4 pro zatížení občasná.

Kombinace A1

Kombinace A1 zahrnují zatížení od hmotnosti kočky, hmotnosti břemena zdvihu a od zrychlení kočky bez zrychlení pohonu zdvihu.

$$A1 = Y1 \cdot \psi_{p1} \cdot \phi_1 + Y2 \cdot \psi_{p2} \cdot \phi_2 + Y3 \cdot \psi_{p3} \cdot \phi_{5p} \quad (139)$$

$$A1 = Y1 \cdot 1,22 \cdot 1,1 + Y2 \cdot 1,34 \cdot 1,382 + Y3 \cdot 1,34 \cdot 1,2$$

Kombinace A2

Kombinace A2 je podobná kombinaci A1, pouze jsou zde použity rozdílné velikosti koeficientů

$$A2 = Y1 \cdot \psi_{p1} \cdot \phi_1 + Y2 \cdot \psi_{p2} \cdot \phi_3 + Y3 \cdot \psi_{p3} \cdot \phi_{5p} \quad (140)$$

$$A2 = Y1 \cdot 1,22 \cdot 1,1 + Y2 \cdot 1,34 \cdot 0 + Y3 \cdot 1,34 \cdot 1,2$$

Kombinace A3

Kombinace A3 je opět obdobou kombinaci A1, s tím rozdílem, že se zde uvažují zrychlení od všech pohonů. Zároveň jsou zde použity jiné velikosti koeficientů.

$$A3 = Y1 \cdot \psi_{p1} \cdot 1 + Y2 \cdot \psi_{p2} \cdot 1 + Y4 \cdot \psi_{p3} \cdot \phi_{5z} \quad (141)$$

$$A3 = Y1 \cdot 1,22 \cdot 1 + Y2 \cdot 1,34 \cdot 1 + Y4 \cdot 1,34 \cdot 1,1$$

Kombinace A4

Kombinace A4 uvažuje pouze pohyb po nerovném povrchu a zrychlení od pohonů bez zrychlení pohonu zdvihu.

$$A4 = Y3 \cdot \psi_{p3} \cdot \phi_{5p} \quad (142)$$

$$A4 = Y3 \cdot 1,34 \cdot 1,2$$

Kombinace B1

Tato kombinace je stejná jako kombinace A1 s tím, že jsou zde uvažovány i účinky prostředí (vítr za provozu, zatížení sněhem a námrazou, vystavení změnám teploty).

$$B1 = Y1 \cdot \psi_{p1} \cdot \phi_1 + Y2 \cdot \psi_{p2} \cdot \phi_2 + Y3 \cdot \psi_{p3} \cdot \phi_{5p} + Y5 \cdot \psi_{p5} \cdot 1 \quad (143)$$

$$B1 = Y1 \cdot 1,16 \cdot 1,1 + Y2 \cdot 1,22 \cdot 1,382 + Y3 \cdot 1,22 \cdot 1,2 + Y5 \cdot 1,22 \cdot 1$$

Kombinace B2

Kombinace B2 je obdobou kombinace B1 pouze s rozdílnými velikostmi zatěžujících součinitelů

$$B2 = Y1 \cdot \psi_{p1} \cdot \phi_1 + Y2 \cdot \psi_{p2} \cdot \phi_3 + Y3 \cdot \psi_{p3} \cdot \phi_{5p} + Y5 \cdot \psi_{p5} \cdot 1 \quad (144)$$

$$B2 = Y1 \cdot 1,16 \cdot 1,1 + Y2 \cdot 1,22 \cdot 0 + Y3 \cdot 1,22 \cdot 1,2 + Y5 \cdot 1,22 \cdot 1$$

Kombinace B3

Kombinace B3 je obdobou kombinace A3 s tím, že jsou zde opět uvažovány i účinky prostředí (vítr za provozu, zatížení sněhem a námrazou, vystavení změnám teploty).

$$B3 = Y1 \cdot \psi_{p1} \cdot 1 + Y2 \cdot \psi_{p2} \cdot 1 + Y4 \cdot \psi_{p3} \cdot \phi_{5z} + Y5 \cdot \psi_{p5} \cdot 1 \quad (145)$$

$$B3 = Y1 \cdot 1,16 \cdot 1 + Y2 \cdot 1,22 \cdot 1 + Y4 \cdot 1,22 \cdot 1,1 + Y5 \cdot 1,22 \cdot 1$$

Kombinace B4

Tato kombinace je opět obdobou kombinaci A4 s tím, že jsou zde opět uvažovány i účinky prostředí (vítr za provozu, zatížení sněhem a námrazou, vystavení změnám teploty).

$$B4 = Y3 \cdot \psi_{p3} \cdot \phi_{5p} + Y5 \cdot \psi_{p5} \cdot 1$$

$$B4 = Y3 \cdot 1,22 \cdot 1,2 + Y5 \cdot 1,22 \cdot 1$$
(146)

Posouzením jednotlivých navyšujících koeficientů vyplývá, že největší namáhání bude při kombinacích zatížení A1, B1. V ostatních případech bude zatěžování menší. Proto byla konstrukce zatížena pouze těmito zatěžovacími stavy v programu Ansys.

Kombinace A1 – únavová pevnost

Pro kombinace únavové pevnosti bylo užito stejných koeficientů jak v kombinacích A1, B1, pouze součinitel bezpečnosti ψ_{pu} byl snížen na hodnotu 1 viz. kap.6.3.

$$A1u = Y1 \cdot \psi_{pu} \cdot \phi_1 + Y2 \cdot \psi_{pu} \cdot \phi_2 + Y3 \cdot \psi_{pu} \cdot \phi_{5p}$$

$$A1u = Y1 \cdot 1 \cdot 1,1 + Y2 \cdot 1 \cdot 1,382 + Y3 \cdot 1 \cdot 1,2$$
(147)

Kombinace B1 – únavová pevnost

$$B1u = Y1 \cdot \psi_{p1} \cdot \phi_1 + Y2 \cdot \psi_{p2} \cdot \phi_2 + Y3 \cdot \psi_{p3} \cdot \phi_{5p} + Y5 \cdot \psi_{p5} \cdot 1$$

$$B1u = Y1 \cdot 1 \cdot 1,1 + Y2 \cdot 1 \cdot 1,382 + Y3 \cdot 1 \cdot 1,2 + Y5 \cdot 1 \cdot 1$$
(148)

Statické zatížení SZ

Statické zatížení zahrnuje pouze zatížení od hmotnosti celé kočky i s příslušenstvím a stálého břemene.

$$SZ = (m_c + m_{kl}) \cdot g = (5108,6 + 353) \cdot 9,807 = 53\,560\,N$$
(149)

Slouží k porovnání s kombinacemi pro únavovou pevnost, přičemž důležitým výstupem pro posouzení této pevnosti je rozkmit napětí, který nesmí přesáhnout dovolený rozkmit napětí vypočtený v kap 6.7.

6.5 STATICKÁ NÁVRHOVÁ ÚNOSNOST

Účelem statické návrhové únosnosti je zabránit nadměrným deformacím, tj. překročení meze kluzu materiálu. Pro prokázání statické způsobilosti materiálu musí platit, že vypočtená návrhová únosnost vypočtená dle normy ČSN EN 13001-3-2+A2 musí být větší, než skutečné napětí (tj. normálové a smykové) na konstrukci.

Součinitel γ_{RM} , dle [10]:

$$\gamma_{RM} = \gamma_M \cdot \gamma_{SM} = 1,1 \cdot 1 = 1,1 \quad (150)$$

kde: γ_M [-] je obecný součinitel bezpečnosti, dle [6] je $\gamma_M = 1,1$
 γ_{SM} [-] je dílčí součinitel spolehlivosti materiálu, dle [10] pro třídu jakosti materiálu Z15 je $\gamma_{SM} = 1$

Dovolené normálové napětí:

$$f_{Rd\sigma} = \frac{f_y}{\gamma_{RM}} = \frac{355}{1,1} = 322,73 \text{ MPa} \quad (151)$$

kde: f_y [MPa] je hodnota meze kluzu materiálu, dle [28] je $f_y = 355 \text{ MPa}$

Dovolené smykové napětí:

$$f_{Rd\tau} = \frac{f_y}{\gamma_{RM} \cdot \sqrt{3}} = \frac{355}{1,1 \cdot \sqrt{3}} = 186,33 \text{ MPa} \quad (152)$$

6.6 SIMULACE ZATÍŽENÍ

Kombinace jednotlivých zatížení rámu kočky jsou simulovány v programu Ansys. Rám je vytvořen jako objemové těleso. Vstupními parametry pro výpočet zatížení jsou:

Materiál S355J0H

- mez pevnosti $R_{mS355} = 450 \text{ MPa}$
- mez kluzu $R_{eS355} = 355 \text{ MPa}$
- modul pružnosti v tahu $E = 210\,000 \text{ MPa}$
- hustota $\rho = 7850 \text{ kg/m}^3$
- teplotní roztažnost $\alpha = 1,2 \cdot 10^{-5} \text{ K}^{-1}$
- Poissonova konstanta $\zeta = 0,33$

Jednotlivé komponenty, které jsou součástí kočky (převodovka zdvihu, motor zdvihu, brzda zdvihu,...) jsou do simulace zaneseny pomocí sil od vlastní hmotnosti, které jsou umístěny do vlastních těžišť dle Obr. 26. Pro jednotlivé kombinace zatížení byly měněny jednotlivé zatěžující stavy.

M: konzola 141414

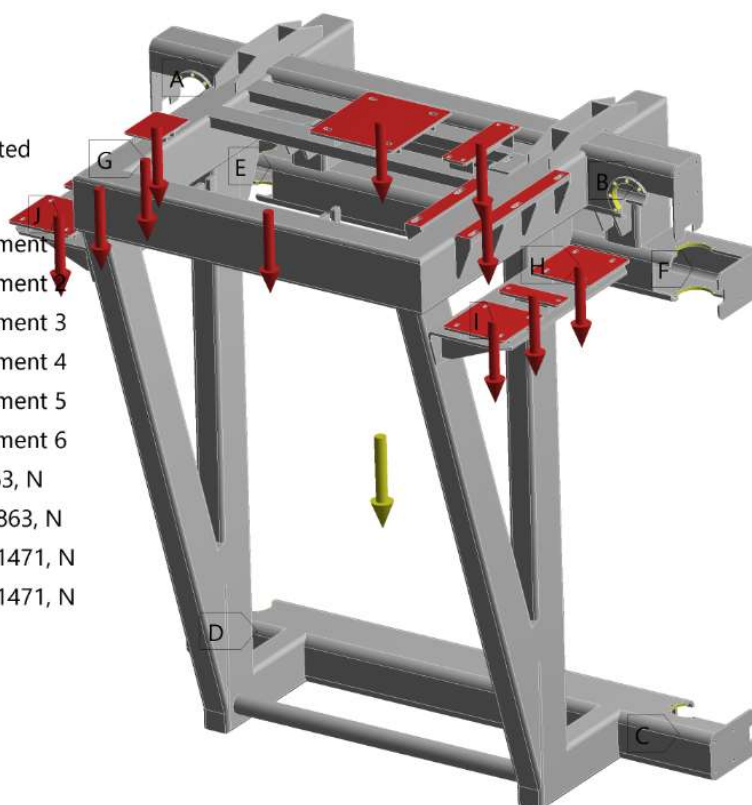
Static Structural

Time: 1, s

Items: 10 of 18 indicated

17.05.2019 21:17

- A** Remote Displacement
- B** Remote Displacement
- C** Remote Displacement 3
- D** Remote Displacement 4
- E** Remote Displacement 5
- F** Remote Displacement 6
- G** Remote Force: 863, N
- H** Remote Force 2: 863, N
- I** Remote Force 3: 1471, N
- J** Remote Force 4: 1471, N



Obr. 26 Zatížení konstrukce - Ansys

6.7 DOVOLENÝ ROZKMIT NAPĚTÍ

Pro vyhodnocení únavové pevnosti je zapotřebí určit dovolený rozkmit napětí vypočtený dle normy ČSN EN 13001-3-2+A2, který musí mít hodnotu vyšší, než nejnepříznivější kombinace zatížení dle ČSN EN 13001-2. Přičemž je zde počítáno se součiniteli spolehlivosti rovnajících se hodnotě 1.

$$\Delta\sigma_{Rd} = \frac{\Delta\sigma_c}{\gamma_{mf} \cdot \sqrt[3]{s_3}} = \frac{160}{1,25 \cdot \sqrt[3]{1}} = 128 \text{ MPa} \quad (153)$$

kde: $\Delta\sigma_c$ [MPa] je charakteristická únavová pevnost, pro nejnepříznivější místo rozkmitu na konstrukci je dle [10] $\Delta\sigma_c = 160 \text{ MPa}$

s_3 [-] je parametr historie napětí, dle [10] je $s_3 = 1$

γ_{mf} [-] je dílčí součinitel spolehlivosti únavové pevnosti, dle [10] je $\gamma_{mf} = 1,25$

Z kombinací všech druhů zatížení vyplývá, že největší rozkmit napětí vůči statickému zatížení vzniká při únavové kombinaci B1, viz. Obr.27 a Obr.28. Přičemž největší namáhání konstrukce je v místě uchycení vyrovnávací kladky. V tomto místě je konstrukce zatížena dvojnásobkem tahu v laně.

M: konzola 141414

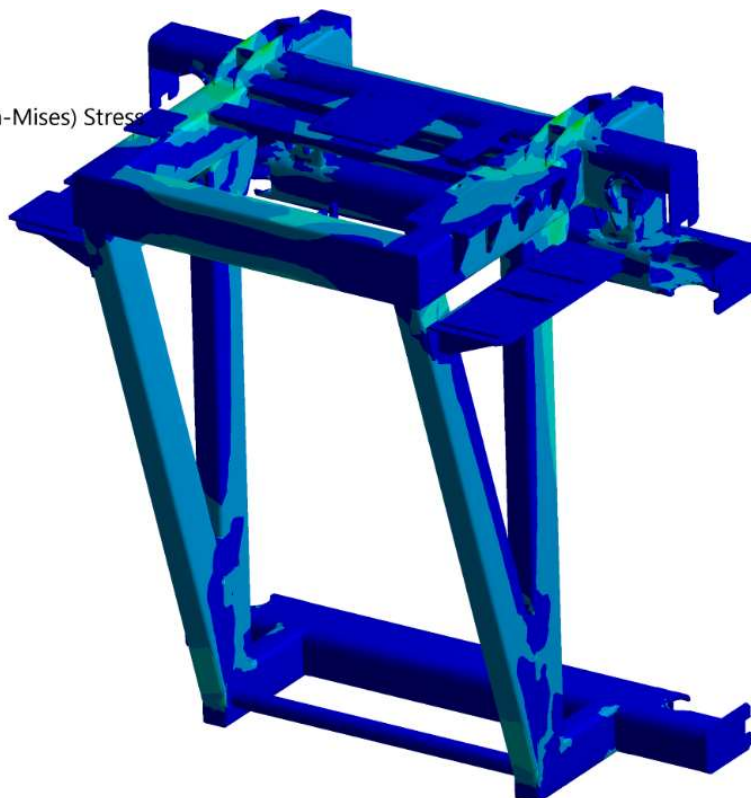
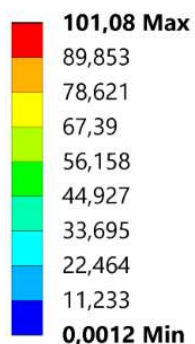
Equivalent Stress

Type: Equivalent (von-Mises) Stress

Unit: MPa

Time: 1

19.05.2019 21:31



Obr. 28 Průběh napětí dle HMM – kombinace B1 – únava

M: konzola 141414

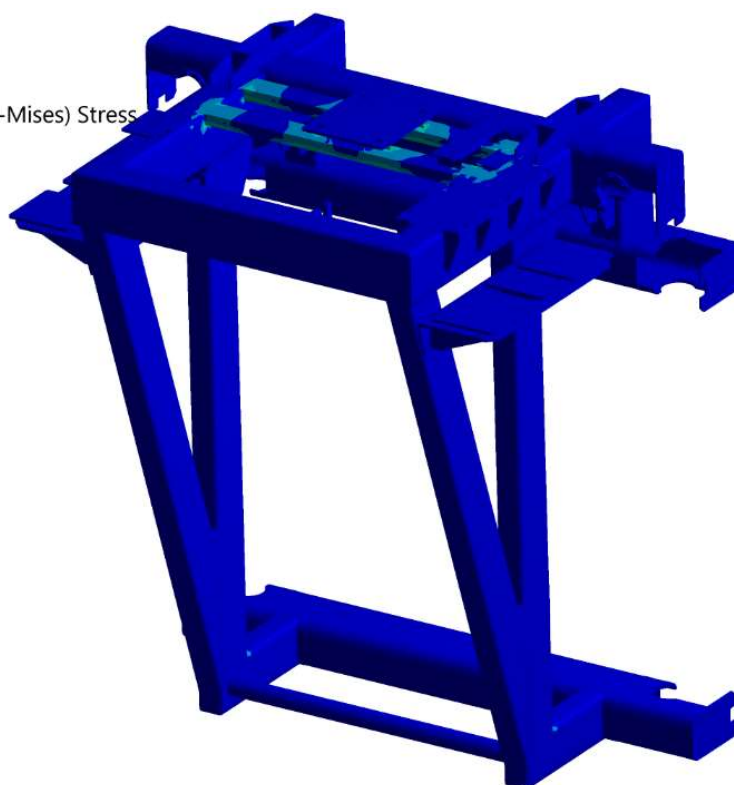
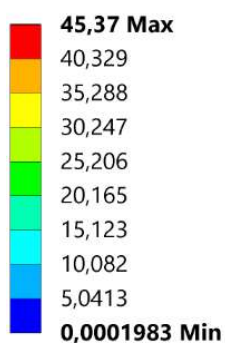
Equivalent Stress

Type: Equivalent (von-Mises) Stress

Unit: MPa

Time: 1

17.05.2019 21:19



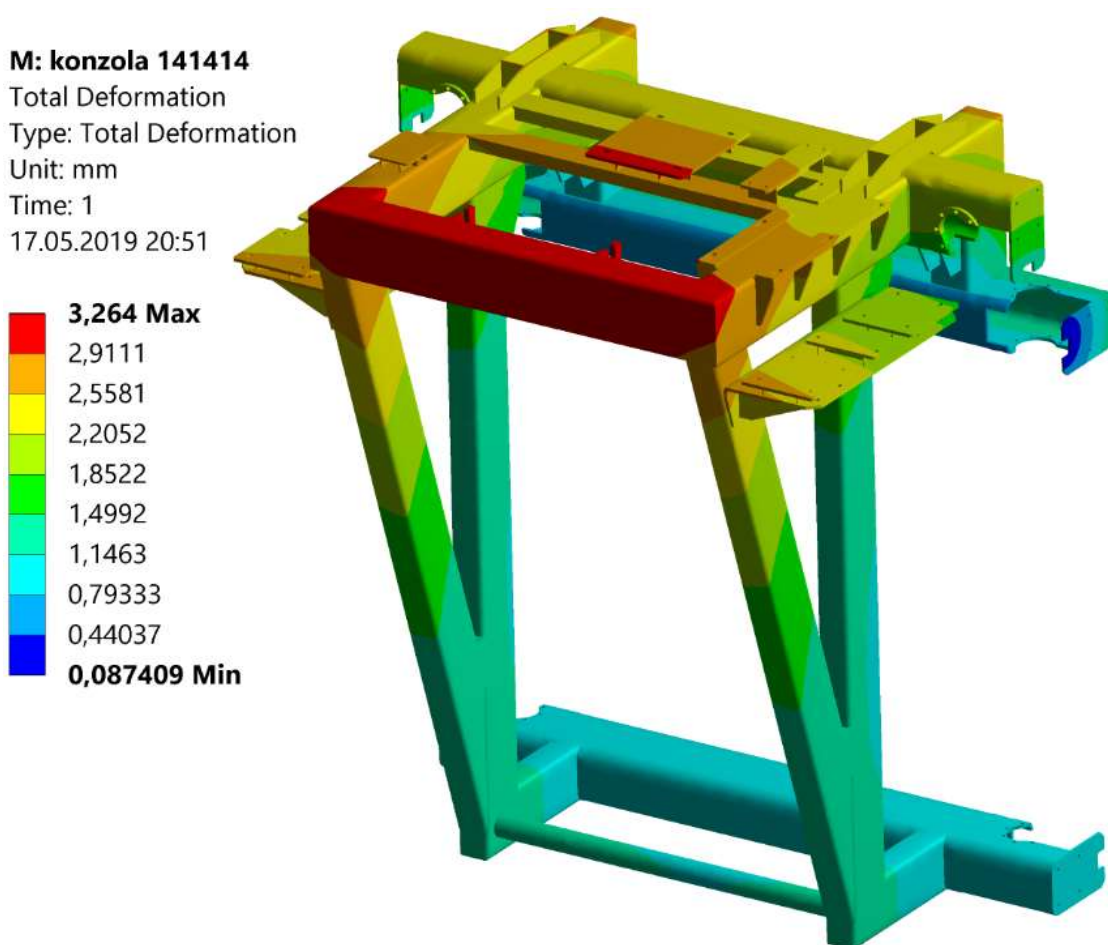
Obr. 27 Průběh napětí dle HMM – kombinace SZ – statické zatížení

6.8 VYHODNOCENÍ PEVNOSTNÍ ANALÝZY

Z výsledků uvedených v příloze I vyplývá, že největší normálové napětí i smykové napětí nastává během kombinace zatížení A1. Maximální rozkmit napětí nastává během kombinace B1.

Z uvedených výsledků vyplývá, že skutečné hodnoty napětí normálového a smykového, nepřesahují dovolené hodnoty napětí vypočtené v kap.6.5. Zároveň skutečný rozkmit napětí nepřesahuje hodnotu dovoleného rozkmitu napětí vypočteného v kap.6.7. Maximální deformace konstrukce jeřábové kočky nastává při nejnepříznivější kombinaci A1 viz Obr. 29. Z obrázku deformace je zřejmé, že maximální průhyb nastává v místě uložení vyrovnávací kladky. Zde je zatížení největší a odpovídá dvojnásobku síly v laně.

Z výsledků lze tedy usoudit, že navržený rám plně vyhovuje požadavkům z hlediska pevnosti.



Obr. 29 Maximální deformace - kombinace A1

ZÁVĚR

Cílem diplomové práce byl návrh konzolové jeřábové kočky mostového jeřábu pro Královopolská a.s. s nosností 10 t. Jeřábová kočka slouží jako pomocná a je převážně určena k dovažování šrotu v pánvích s tekutou struskou pomocí zavěšeného magnetu.

V první části této práce byl proveden výpočet s volbou komponent zdvihového ústrojí, přičemž nejprve bylo vypočteno lano dle FEM 1.001 a zároveň i dle ČSN EN 13001-3-2. Pro vypočtené lano byly určeny rozměry lanového bubnu a kladek pro lanový systém s převodem 2. Jeřáb je ovládán stykačově a proto byl zvolen pro zdvih motor s kroužkovou kotvou od firmy Siemens. Převodovka byla zvolena třístupňová od firmy Radicon, která je s motorem spojena pomocí pružné spojky od firmy Sibre, která je osazena brzdovým věncem. Zdvih je bržděn pomocí bubnové brzdy ELHY od firmy Sibre.

Druhá část byla věnována výpočtu pojezdového ústrojí. Na začátku kapitoly bylo určeno zatížení všech kol, pro která byla kola zkontrolována a následně zvolena od firmy Sibre, přičemž byl zvolen kompletní set kola vybavený ložisky, domkem na ložiska pro montáž přímo na profil a všemi gufery. Následně byl vypočten potřebný výkon motoru pojezdu pro obě na sobě nezávislá poháněná kola a následně byl opět zvolen motor s kroužkovou kotvou od firmy Siemens. Motor je spojen převodovkou od firmy SEW-Eurodrive pružnou spojkou vybavenou brzdným kotoučem od firmy Sibre. Pojezd je bržděn pomocí bubnové brzdy od firmy Sibre.

V závěrečné části byl proveden pevnostní výpočet rámu kočky pomocí programu Ansys. Rám byl zatěžován několika zatěžovacími stavy řízenými dle normy ČSN EN 13001-2. Následně proběhla kontrola vzhledem k maximálnímu přípustnému napětí.

Součástí práce je výkresová dokumentace vytvořená v programu Inventor.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] ČSN 27 0100. *Zdvihací zařízení. Výpočet ocelových lan pro jeřáby a zdvihadla*. 1977, 7 s.
- [2] FEM 1.001. *Rules for the design of hoisting appliances komputar bases for competition bases for cranes*. 1998, 305 s.
- [3] DIN 15 061 *Lifting appliances. Groove profiles for wire rope sheaves* 1977, 7 s.
- [4] GAJDŮŠEK, Jaroslav a Miroslav ŠKOPÁN. *Teorie dopravních a manipulačních zařízení*. Brno: Vysoké učení technické, 1988, 277 s.
- [5] BIGOŠ, Peter, Jozef KULKA, Melichar KOPAS a Martin MANTIČ. *Teória a stavba zdvíhacích a dopravných zariadení*. Vyd. 1. Košice: TU v Košiciach, Strojnícka fakulta, 2012, 356 s. ISBN 978-80-553-1187-6.
- [6] REMTA, František, Ladislav KUPKA a František DRAŽAN. *Jeřáby 1. díl. 2. přepracované a doplněné vydání*. Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1974, 648 s.
- [7] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 2., dopl. vyd. Úvaly: Albra, 2005. ISBN 8073610116.
- [8] ČSN EN 13001-2. *Jeřáby - Návrh všeobecně: Část 2: Účinky zatížení*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2015, 60 s.
- [9] ČSN EN 15 011+A1. *Jeřáby. Mostové a portálové jeřáby*. 2013, 79 s.
- [10] ČSN EN 13 001-3-1+A2. *Jeřáby. Mezní stavy a prokázání způsobilosti ocelových konstrukcí*. 2018, 98 s.
- [11] ČSN EN 13 001-3-2. *Jeřáby - Návrh všeobecně - Část 3-2: Mezní stavy a prokázání způsobilosti ocelových lan v lanových systémech*, 2015, 36 s.

INTERNET

- [12] SPS: *Jeřáby* [online]. 2019 [cit. 2019-02-20]. Dostupné z: http://sps-ko.cz/documents/SPS_prazak/14.JEŘÁBY.pdf
- [13] LANOCEL, spol. s.r.o.: *SH kladnice pro manipulaci se šrotem* [online]. 2019 [cit. 2019-02-20]. Dostupné z: <http://www.lanocel.cz/produkty/sh-kladnice-pro-manipulaci-se-srotem-375>
- [14] METALLAN: *Speciální ocelová lana STRATOPLAST* [online]. 2019 [cit. 2019-03-20]. Dostupné z: http://docs.wixstatic.com/ugd/b825be_5be3326f33ab458ab67c1d6e17441b84.pdf

- [15] SIEMENS: *Katalog Trojfázových asynchronních motorů hutní jeřábové – kroužkové* [online]. 2019 [cit. 2019-03-26]. Dostupné z: http://www.elektromotory.com/upload/file/katalog_p.pdf
- [16] RADICON: *Katalog převodovek Radicon* [online]. 2019 [cit. 2019-03-26]. Dostupné z: https://radicon.com/~radicon/_docs/BR-Series-G.pdf
- [17] MALMEDIE: *Katalog bubnových spojek TTXs Malmedie* [online]. 2019 [cit. 2019-03-27]. Dostupné z: https://www.malmedie.com/fileadmin/user_upload/documents/pdf/ttxs_e_1_.pdf
- [18] SIBRE: *Katalog bubnových brzd TE Sibre* [online]. 2019 [cit. 2019-03-26]. Dostupné z: https://www.sibre.de/wp-content/uploads/2017/06/T1-2.1_EN_TE_2008-02.pdf
- [19] SIBRE: *Katalog bubnových spojek ABC-V Sibre* [online]. 2019 [cit. 2019-04-01]. Dostupné z: https://www.sibre.de/wp-content/uploads/2017/06/EN_drum_coupling_ABC-V_2014-02.pdf
- [20] SIBRE: *Katalog pružných spojek APC-AT Sibre* [online]. 2019 [cit. 2019-04-02]. Dostupné z: <https://www.sibre.de/wp-content/uploads/2017/06/ZT1-2.5-EN-APC-AT-2009-05.pdf>
- [21] SIBRE: *Katalog pojezdových sestav kol Sibre* [online]. 2019 [cit. 2019-04-02]. Dostupné z: https://www.sibre.de/wp-content/uploads/2017/06/C1-30_3-EN-Crane-Wheel-Systems.pdf
- [22] SKF: *Kalkulačka SKF* [online]. 2019 [cit. 2019-04-04]. Dostupné z: <http://webtools3.skf.com/BearingCalc/selectProduct.action>
- [23] GIGA, s.r.o.: *Mostové jeřáby v SSI Schafer* [online]. 2019 [cit. 2019-04-06]. Dostupné z: <http://www.gigasro.cz/clanky-7-mostovych-jerabu-pro-manipulaci-v-ssi-schafer-hranice-vcetne-gkmj-3-f1df3f55ba-s-magnety.html>
- [24] SIBRE: *Katalog pojezdových sestav kol Sibre* [online]. 2019 [cit. 2019-04-06]. Dostupné z: https://www.sibre.de/wp-content/uploads/2017/06/C1-40-EN-Crane-Wheel-Systems_sra_srn-2014-08.pdf
- [25] SLT: *Atypické vrátky a kocky* [online]. 2019 [cit. 2019-04-07]. Dostupné z: <https://www.sltcomponents.com/atypicke-vratky-kocky>
- [26] PINTSCH BUBENZER: *Katalog bubnových a kotoučových brzd Pintsch Bubenzer* [online]. 2019 [cit. 2019-04-07]. Dostupné z: <https://pintschbubenz.de/files/bubenz-de/downloads/epapers/brakes-for-container-cranes.html>
- [27] DEMAG: *Kocky s vrátkem MPW* [online]. 2019 [cit. 2019-04-09]. Dostupné z: <https://www.demagcranes.com/cs/produkty/jeřaby/komponenty-pro-procesni-jeřaby/kocky-s-vratkem-mpw>
- [28] STEELNUMBER: *European Steel and Alloy Grades* [online]. 2019 [cit. 2019-04-10]. Dostupné z: http://www.steelnumber.com/en/steel_composition_eu.php?name_id=648

- [29] SEW-EURODRIVE: *Katalog převodovek SEW-Eurodrive* [online]. 2019 [cit. 2019-04-11]. Dostupné z: <https://download.sew-eurodrive.com/download/pdf/23577266.pdf>
- [30] KRÁLOVO POLE CRANES: *Pojezdová jednotka D630 s pohonem* [online]. 2019 [cit. 2019-04-21]. Dostupné z: https://www.kpc.cz/media/11639/061738_TravelUnit.pdf
- [31] SIBRE: *Thruster disc brakes* [online]. 2019 [cit. 2019-04-02]. Dostupné z: <http://www.sibre.com.au/failsafe-disc-brakes/thruster-disc-brakes-usb/>
- [32] SIBRE: *Industrial drum brakes* [online]. 2019 [cit. 2019-04-02]. Dostupné z: <http://www.sibre.com.au/industrial-drum-brakes/>

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

a_p	[ms ⁻²]	Zrychlení pojezdu kočky
$A_{rč}$	[-]	Součinitel zahrnující vliv dalších rotujících částí
A_{rp}	[-]	Součinitel zahrnující vliv dalších rotujících částí
c_2	[-]	Rychlostní koeficient
c_3	[-]	Koeficient využití za 1 hodinu
C_c	[-]	Počet cyklů lana za 25 let
C_{erf}	[-]	Servisní faktor
C_w	[-]	Tvarový součinitel
D	[mm]	Minimální průměr kladek nebo bubnu
D_b	[mm]	Jmenovitý průměr lanového bubnu
$D_{b,min}$	[mm]	Minimální průměr lanového bubnu
D_{bo}	[mm]	Průměr bubnu pod lanem
$d_{čpk}$	[mm]	Průměr čepu pojezdového kola
d_l	[mm]	Jmenovitý průměr zvoleného lana dle FEM 1.001
D_{pk}	[mm]	Průměr pojezdového kola
$d_{\bar{s}}$	[mm]	Malý průměr šroubu
$D_{v,min}$	[mm]	Minimální průměr vyrovnávací kladky
D_{vk}	[mm]	Jmenovitý průměr vodící kladky
$D_{vk,min}$	[mm]	Minimální průměr vodící kladky
e	[-]	Základ přirozených logaritmů
E	[MPa]	Modul pružnosti v tahu - ocel
e_v	[mm]	Rameno valivého odporu
F_{2max}	[N]	Maximální zatížení na kolo 2
F_{2min}	[N]	Minimální zatížení na kolo 2
F_c	[N]	Celkové zatížení kol jeřábové kočky
$f_{\bar{c}}$	[-]	Součinitel čepového tření
F_d	[N]	Součinitel využití převodovky
f_f	[-]	Celkový součinitel dalších vlivů
f_{f1}	[-]	Součinitel ohýbání lana
f_{f2}	[-]	Součinitel tahové pevnosti drátu
f_{f3}	[-]	Součinitel úhlu náběhu
f_{f4}	[-]	Součinitel mazání lana

f_{f5}	[-]	Součinitel drážky
f_{f6}	[-]	Součinitel lana
f_{f7}	[-]	Součinitel vícevrstvého návínu
F_h	[-]	Součinitel nadmořské výšky
F_i	[N]	Maximální zatížení působící na jednotlivá kola 1,2,3,4,5,6
F_j	[N]	Jmenovité zatížení lana
F_{jmu}	[N]	Jmenovitá únosnost lana
f_{kk}	[Nm]	Součinitel tření mezi kolem a kolejnicí
f_m	[-]	Mechanický servisní faktor
F_{min}	[N]	Minimální únosnost lana
F_o	[N]	Osová síla v laně v místě příločky
F_{Rdf}	[N]	Návrhová síla únosnosti
F_{rvk}	[N]	Radiální síla na ložisko vyrovnávací kladky
F_s	[-]	Faktor zohledňující počet rozběhů za hodinu
f_{s2}	[-]	Součinitel nerovnoběžných nosných průřezů
f_{s3}	[-]	Součinitel vodorovných sil při svislém zdvihání
F_{Sdf}	[N]	Návrhová síla v laně
F_{Sdf}	[N]	Návrhová síla v laně
F_{spp}	[N]	Setrvačná síla přímočaře pohybujících hmot
F_{ξ}	[N]	Potřebná síla ve šroubech
F_t	[-]	Součinitel teploty okolí
F_v	[N]	Síla větru
F_v	[-]	Součinitel pro obtékání větru okolo převodovky
F_v	[N]	Síla větru
f_y	[MPa]	Hodnota meze kluzu materiálu
g	[ms ⁻²]	Gravitační zrychlení
H	[m]	Rozsah zdvihu
H	[mm]	Výška zdvihu
H_b	[-]	Koeficient závislý na skupině hnacího ústrojí
H_v	[-]	Koeficient závislý na skupině hnacího ústrojí
H_{vk}	[-]	Koeficient závislý na skupině hnacího ústrojí
i_k	[-]	Lanový převod
I_m	[kgm ²]	Moment setrvačnosti motoru zdvihu

i_{max}	[-]	Počet cyklů jednoho lana
I_{mp}	[kgm ²]	Moment setrvačnosti motoru pojezdu
i_p	[-]	Převodový poměr převodovky
i_{pp}	[-]	Požadovaný převodový poměr převodovky pojezdu
i_{pp}	[-]	Potřebný převodový poměr převodovky zdvihu
i_{ξ}	[-]	Počet zvolených příložek
k_b	[-]	Součinitel bezpečnosti brzdy
k_l	[-]	Skutečný součinitel bezpečnosti lana
k_r	[-]	Součinitel spektra síly v laně
k_{ξ}	[-]	Bezpečnost šroubu příložky
L_l	[mm]	Vyložení mezi bubnem a ložiskem
$L_{10h,lb}$	[h]	Základní trvanlivost ložiska lanového bubnu
$L_{10h,vk}$	[h]	Základní trvanlivost ložiska vyrovnávací kladky
L_b	[mm]	Délka bubnu
L_{kenn}	[h]	Nominální životnost ložisek vzhledem k základní únosnosti ložiska
L_n	[mm]	Navíjená délka lana
L_n	[m]	Délka větve lana
l_{obk}	[mm]	Poloviční vzdálenost mezi osou lanového bubnu a vyrovnávací kladkou
l_r	[-]	Počet lan za životnost jeřábu
m_b	[kg]	Hmotnost zdvihu
$M_{bp,max}$	[Nm]	Maximální brzdňý moment brzdy pojezdu
M_{bpp}	[Nm]	Potřebný brzdňý moment brzdy pojezdu
m_c	[kg]	Hmotnost jeřábové kočky
M_{el}	[Nm]	Jmenovitý moment motoru zdvihu
M_{kl}	[Nm]	Kroutící moment v průřezu 1
M_{k2}	[Nm]	Kroutící moment v průřezu 2
M_{k2}	[Nm]	Kroutící moment v průřezu 2
m_{kl}	[kg]	Hmotnost kladnice
m_{lb}	[kg]	Hmotnost lanového bubnu
M_{max}	[Nm]	Maximální kroutící moment elektromotoru
M_{o1}	[Nm]	Ohybový moment v průřezu 1
M_{o2}	[Nm]	Ohybový moment v průřezu 2
$M_{o\delta}$	[Nm]	Ohybový moment na šroubu

M_{pjm}	[Nm]	Jmenovitý kroutící moment motoru pojezdu
M_{rozb}	[Nm]	Rozběhový moment motoru zdvihu
M_{rozbp}	[Nm]	Minimální potřebný rozběhový moment motoru pojezdu
$M_{s,min}$	[Nm]	Minimální potřebný moment přenášený spojkou
$M_{s2,min}$	[Nm]	Minimální potřebný moment přenášený spojkou
M_{sp}	[Nm]	Rozběhový moment motoru pojezdu
M_{st}	[Nm]	Statický moment břemene
$M_{st,b}$	[Nm]	Statický moment břemene při brzdění
M_{ip}	[Nm]	Moment pasivních odporů
M_{ipb}	[Nm]	Moment pasivních odporů
M_u	[Nm]	Potřebný brzdňý moment brzdy zdvihu
M_{vp}	[Nm]	Moment od síly větru
M_{vpb}	[Nm]	Moment od síly větru
M_{zp}	[Nm]	Moment posuvných setrvačných sil
$M_{zp,b}$	[Nm]	Moment posuvných setrvačných sil při brzdění
M_{zpp}	[Nm]	Moment setrvačných sil přímočaré pohybujících hmot
M_{zppb}	[Nm]	Moment setrvačných sil přímočaré pohybujících hmot
M_{zr}	[Nm]	Moment setrvačných sil rotujících částí
$M_{zr,b}$	[Nm]	Moment setrvačných sil rotujících částí při brzdění
M_{zrp}	[Nm]	Moment setrvačných sil rotujících částí
M_{zrpb}	[Nm]	Moment setrvačných sil rotujících částí
n_b	[min ⁻¹]	Skutečné otáčky lanového bubnu
n_{bt}	[min ⁻¹]	Otáčky lanového bubnu
n_D	[-]	Počet dotykových bodů
n_{el}	[min ⁻¹]	Jmenovité otáčky elektromotoru
n_{np}	[-]	Počet nosných průřezů
n_{pjm}	[min ⁻¹]	Jmenovité otáčky motoru
n_{pk}	[min ⁻¹]	Požadované otáčky pojezdového kola
n_{pks}	[min ⁻¹]	Skutečné otáčky pojezdového kola
n_{vk}	[min ⁻¹]	Otáčky vyrovnávací kladky
p_b	[mm]	Stoupání závitu
p_b	[mm]	Rozteč drážek bubnu
P_{el}	[kW]	Jmenovitý výkon elektromotoru

$P_{el,min}$	[kW]	Potřebný výkon elektromotoru zdvihu
P_p	[kW]	Minimální potřebný výkon převedený převodovkou zdvihu
P_{pm}	[kW]	Potřebný výkon pojezdového pohonu
P_{th}	[kW]	Teplotní kapacita převodovky zdvihu
P_{tk}	[kW]	Dovolená teplotní kapacita převodovky zdvihu
P_v	[kW]	Zatížení převodovky zdvihu
$P_{v,max}$	[kW]	Maximální zatížení převodovky zdvihu
p_{zul}	[Nmm ⁻²]	Dovolený tlak v závislosti na materiálu pojezdového kola a kolejnice
q	[Nmm ⁻¹]	Spojité zatížení lanového bubnu
q_1	[Pa]	Tlak větru
R	[N]	Ekvivalentní síla na nejvíce zatížené kolo 2
R_a	[N]	Reakce ve vazbě A
R_b	[N]	Reakce ve vazbě B
$R_{D1ú}$	[-]	Referenční poměr
R_{eS355}	[MPa]	Mez kluzu
r_k	[mm]	Zaoblení hrany kolejnice
R_{ko}	[N]	Základní únosnost kola
R_l	[N]	Zatížení jednoho ložiska pojezdového kola
R_{mS355}	[MPa]	Mez pevnosti
R_o	[MPa]	Jmenovitá pevnost lana
R_{ou}	[MPa]	Třída pevnosti předběžně zvoleného lana
s	[mm]	Tloušťka stěny bubnu pod lanem
s_3	[-]	Parametr historie napětí
S_k	[m ²]	Součet průmětů obrysové plochy kočky do roviny kolmé ke směru jízdy
s_{max}	[m]	Maximální brzdňá dráha
s_{min}	[mm]	Minimální tloušťka stěny bubnu
S_r	[-]	Parametr historie síly v laně
t	[-]	Součinitel typu lana
T	[N]	Potřebná tažná síla
t_a	[s]	Doba rozběhu zdvihu
t_{ap}	[s]	Doba rozběhu kočky
t_{ap}	[s]	Doba rozběhu
t_b	[s]	Doba brzdění při spouštění břemene

$t_{b,max}$	[s]	Maximální brzdná doba
$t_{b,min}$	[s]	Minimální brzdná doba
t_{bp}	[s]	Zvolená brzdná doba
$v_{h,max}$	[mm \cdot s $^{-1}$]	Maximální ustálená rychlost zdvihu
v_p	[ms $^{-1}$]	Rychlost pojezdu kočky
v_{ps}	[mm \cdot s $^{-1}$]	Skutečná rychlost pojezdu kočky
v_{ps}	[mm \cdot s $^{-1}$]	Skutečná rychlost pojezdu
v_z	[mm \cdot s $^{-1}$]	Rychlost zdvihu
v_{zs}	[mm \cdot s $^{-1}$]	Skutečná zdvihová rychlost
w	[-]	Počet ohybů lana
W	[mm]	Celková šířka kolejnice
w_1	[-]	Počet ohybů lana pro 50% zatížení
w_2	[-]	Počet ohybů lana pro 40% zatížení
w_3	[-]	Počet ohybů lana pro 10% zatížení
w_D	[-]	Počet ohybů v referenčním bodě
W_k	[mm 3]	Průřezový modul v krutu
W_o	[mm 3]	Průřezový modul v ohybu
$W_{oš}$	[mm 3]	Modul průřezu v ohybu na šroubu
w_{tot}	[-]	Celkový počet ohybů lana za 2 roky životnosti
$Y1$	[N]	Hmotnost kočky
$Y2$	[N]	Hmotnost břemene zdvihu
$Y3$	[N]	Zrychlení bez pohonu zdvihu
$Y4$	[N]	Zrychlení s pohonem zdvihu
$Y5$	[N]	Zatížení způsobené větrem za provozu
z_1	[mm]	Uvažovaná výška nakládky břemene
z_2	[mm]	Uvažovaná výška vykládky břemene
z_b	[-]	Počet závitů lana v jedné větvi lanového bubnu
$z_{b,min}$	[-]	Minimální počet závěrných závitů lana
z_p	[-]	Bezpečnostní koeficient
z_{ref}	[mm]	Referenční výška
z_v	[-]	Počet větví lanového systému
z_z	[-]	Počet závěrných závitů
z_z	[-]	Počet závěrných závitů

α_z	[rad]	Úhel opásání lana na lanovém bubnu
β_3	[-]	Součinitel používaný pro jeřáby s magnetem
β_L	[-]	Úhel mezi lanem a přímkou působení síly v laně
γ_M	[-]	Obečný součinitel bezpečnosti
γ_{mf}	[-]	Dílčí součinitel spolehlivosti únavové pevnosti
γ_p	[-]	Součinitel pro pravidelná zatížení
γ_{rf}	[-]	Minimální součinitel bezpečnosti
γ_{SM}	[-]	Dílčí součinitel spolehlivosti materiálu
δ	[-]	Součinitel pro výpočet Φ_1
δ_j	[-]	Úhel náběhu v tečném dotykovém bodě na kladku a buben
Δm_b	[kg]	Uvolněná část břemene
δ_n	[-]	Součinitel rizika
Δ_{pk}	[%]	Odchylka skutečné pojezdové rychlosti od požadované
Δz	[%]	Odchylka skutečné zdvihové rychlosti od požadované
$\Delta\sigma_c$	[MPa]	Charakteristická únavová pevnost
ζ	[-]	Poissonova konstanta
ζ_L	[-]	Úhel mezi směrem gravitace a lanem
η_{lkl}	[-]	Účinnost jedné kladky
$\eta_{czú}$	[-]	Celková mechanická účinnost zdvihového ústrojí
$\eta_{CZÚ}$	[-]	Celková mechanická účinnost zdvihového elektromotoru
η_{lb}	[-]	Účinnost lanového bubnu
η_{ls}	[-]	Účinnost lanového systému
η_{ls}	[-]	Celková účinnost lanového systému
η_p	[-]	Účinnost převodovky
η_{ppk}	[-]	Účinnost mechanického převodu mezi kolem a pohonem
κ	[-]	Součinitel středního spouštěcího momentu
κ_I	[-]	Součinitel ostatních odporů
κ_p	[-]	Součinitel přetížitelnosti motoru pojezdu
μ_z	[-]	Součinitel tření mezi lanem a bubnem
ν_r	[-]	Relativná celkový počet ohybů
ζ	[-]	Momentová přetížitelnost motoru zdvihu
ζ_p	[-]	Momentová přetížitelnost motoru pojezdu
ρ	[kgm ⁻³]	Hustota oceli

ΣF_i	[N]	Součet zatížení všech poháněných kol
ΣT_i	[N]	Součet odporů na nepoháněných kolech
σ_{dov}	[MPa]	Dovolené ohybové napětí bubnu
σ_{dovr}	[MPa]	Dovolené napětí
$\sigma_{DOV\check{s}}$	[MPa]	Dovolené napětí na šroubu příložky
σ_{o1}	[MPa]	Napětí v ohybu v průřezu 1
σ_{o2}	[MPa]	Napětí v ohybu v průřezu 2
$\sigma_{red,1}$	[MPa]	Redukované napětí v průřezu 1
$\sigma_{red,2}$	[MPa]	Redukované napětí v průřezu 2
$\sigma_{\check{s}}$	[MPa]	Napětí na šroubu příložky
σ_{tl}	[MPa]	Napětí od vnějšího přetlaku
τ_{dov}	[MPa]	Dovolené smykové napětí bubnu
τ_{k1}	[MPa]	Smykové napětí v průřezu 1
τ_{k2}	[MPa]	Smykové napětí v průřezu 2
Φ	[-]	Účinnost setrvačnosti
Φ_1	[-]	Dynamický součinitel zahrnující účinky při zdvihání
Φ_2	[-]	Dynamický součinitel pro zdvihání volně ležícího břemene
Φ_2	[-]	Dynamický součinitel pro zdvihání volně ležícího břemene
Φ_{2t}	[-]	Teoretický dynamický součinitel pro zdvihání volně ležícího břemene
Φ_3	[-]	Dynamický součinitel pro náhlé uvolnění části břemene
Φ_4	[-]	Dynamický součinitel pro zatížení od pojezdu po nerovném povrchu
Φ_{5p}	[-]	Dynamický součinitel pro zatížení od zrychlení pohonů
Φ_{5z}	[-]	Dynamický součinitel pro zatížení od zrychlení pohonů
ψ_{p1}	[-]	Součinitel bezpečnosti
ψ_{p2}	[-]	Součinitel bezpečnosti
ψ_{p3}	[-]	Součinitel bezpečnosti
ψ_{p4}	[-]	Součinitel bezpečnosti
ψ_{p5}	[-]	Součinitel bezpečnosti
ω	[K ⁻¹]	Teplotní roztažnost

SEZNAM PŘÍLOH

Příloha I – Výstupní data Ansys

VÝKRESOVÁ DOKUMENTACE

Sestava jeřábové kočky	02-5OADI9-50/00
Sestava zdvihového ústrojí	01-5OADI9-53/00
Sestava pojezdového ústrojí	02-5OADI9-54/00
Výrobní výkres čepu lanového bubnu	04-5OADI9-53/02
Výrobní výkres pláště lanového bubnu	03-5OADI9-53/01

Příloha I – výstupní data Ansys

Průběh napětí – kombinace A1

M: konzola 141414

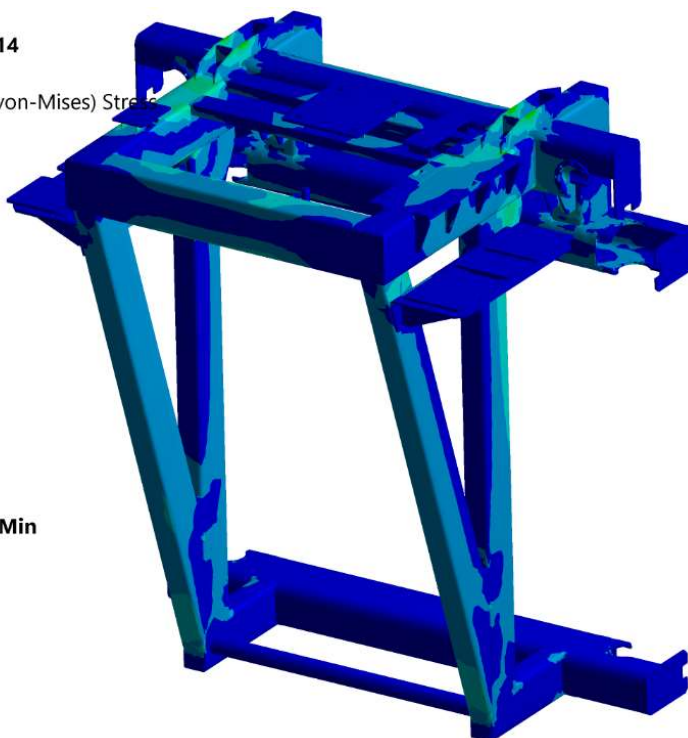
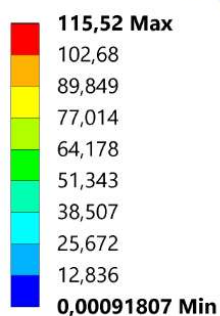
Equivalent Stress

Type: Equivalent (von-Mises) Stress

Unit: MPa

Time: 1

17.05.2019 20:48



Obr. 1 Průběh napětí dle HMM - kombinace A1

M: konzola 141414

Normal Stress

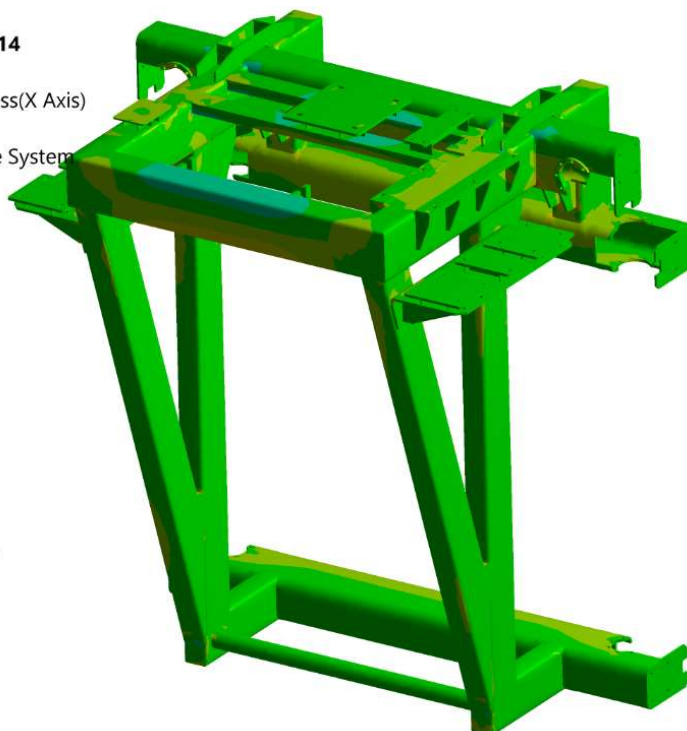
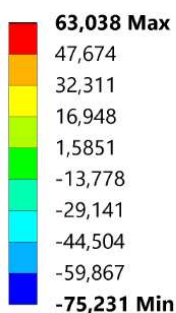
Type: Normal Stress(X Axis)

Unit: MPa

Global Coordinate System

Time: 1

17.05.2019 20:50



Obr. 2 Průběh normálového napětí - kombinace A1

M: konzola 141414

Shear Stress

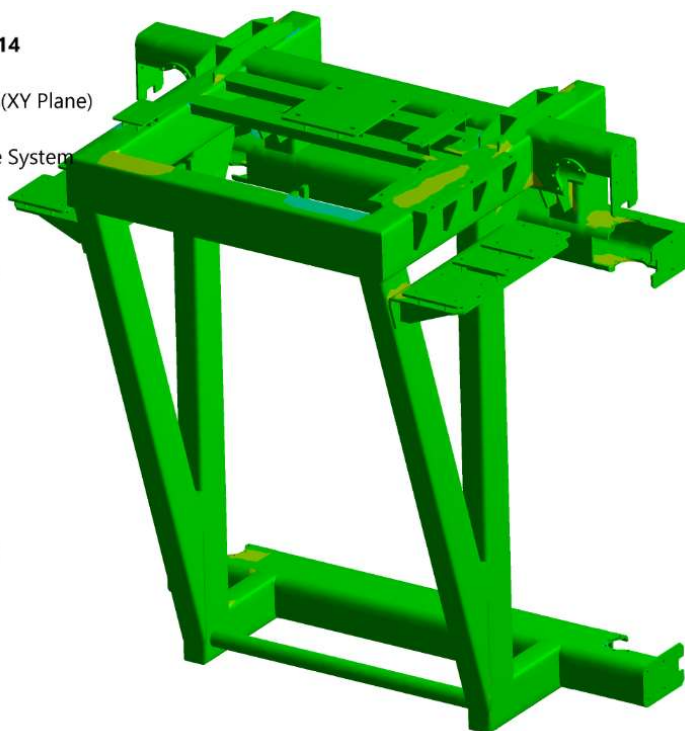
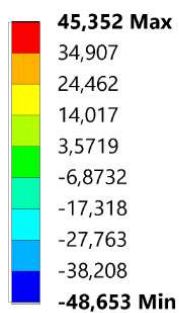
Type: Shear Stress(XY Plane)

Unit: MPa

Global Coordinate System

Time: 1

17.05.2019 20:50



Obr. 3 Průběh smykového napětí - kombinace A1

Průběh napětí – kombinace B1

M: konzola 141414

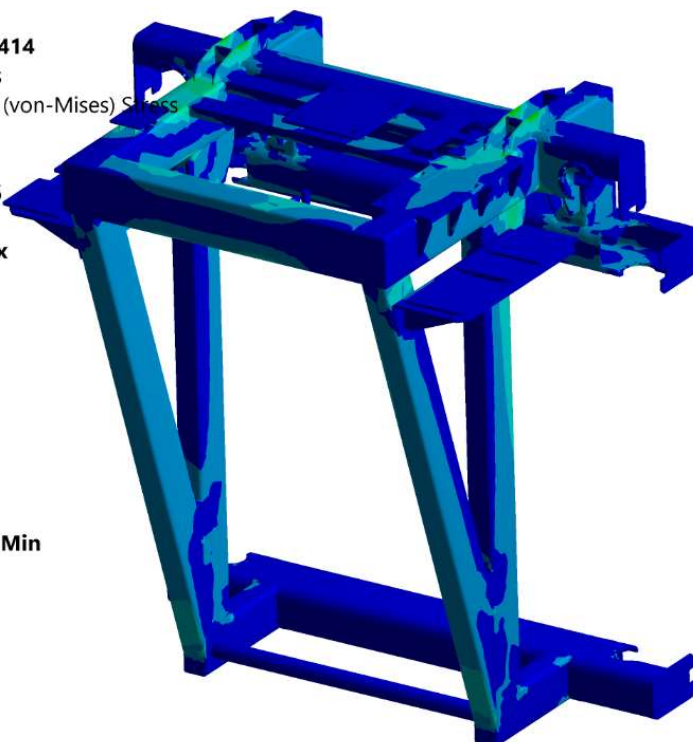
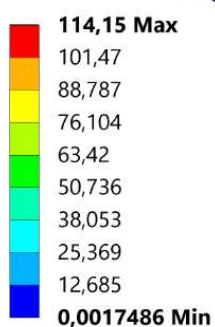
Equivalent Stress

Type: Equivalent (von-Mises) Stress

Unit: MPa

Time: 1

17.05.2019 21:05



Obr. 4 Průběh napětí dle HMM – kombinace B1

M: konzola 141414

Normal Stress

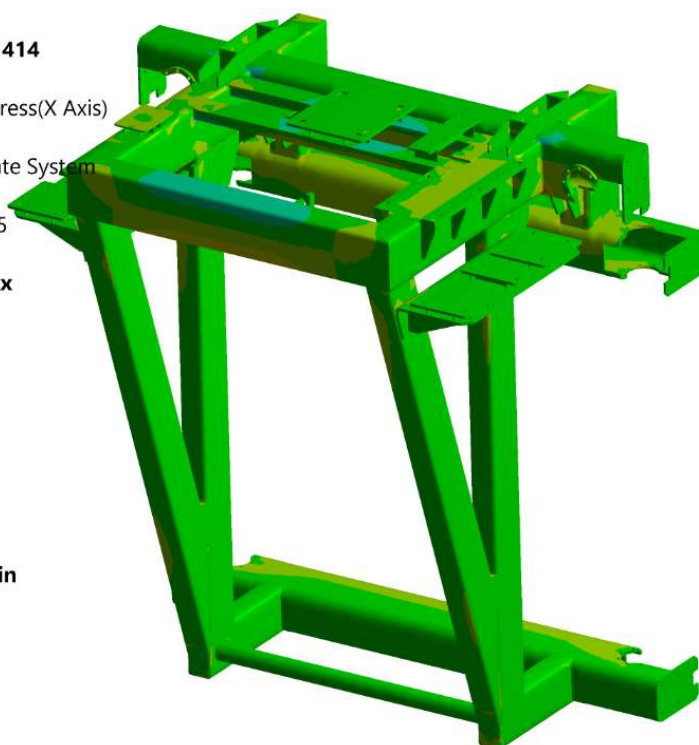
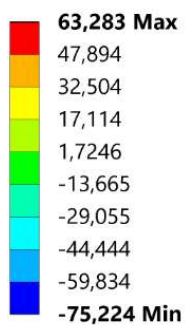
Type: Normal Stress(X Axis)

Unit: MPa

Global Coordinate System

Time: 1

17.05.2019 21:05

*Obr. 5 Průběh normálového napětí - kombinace B1***M: konzola 141414**

Shear Stress

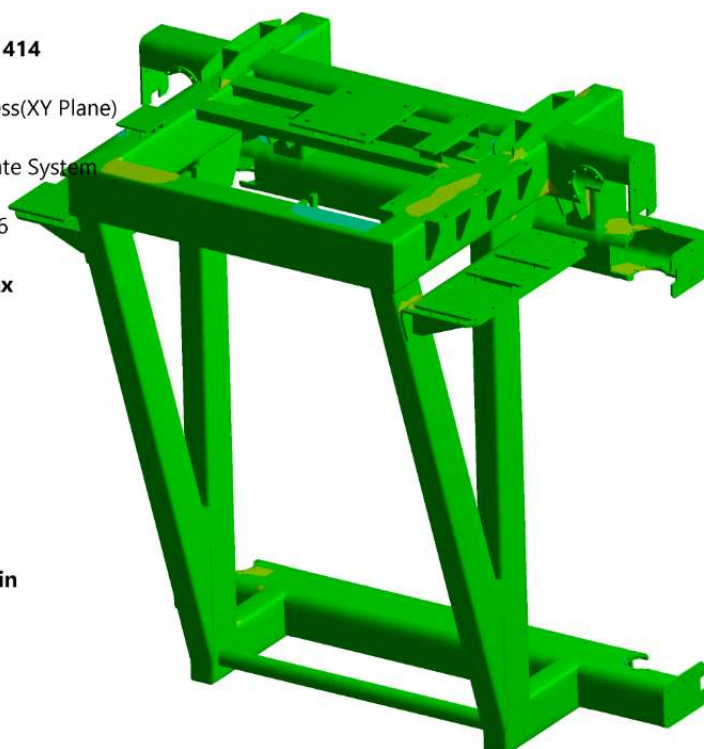
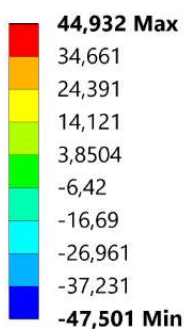
Type: Shear Stress(XY Plane)

Unit: MPa

Global Coordinate System

Time: 1

17.05.2019 21:06

*Obr. 6 Průběh smykového napětí - kombinace B1*

Průběh napětí – kombinace A1 – únava**M: konzola 141414**

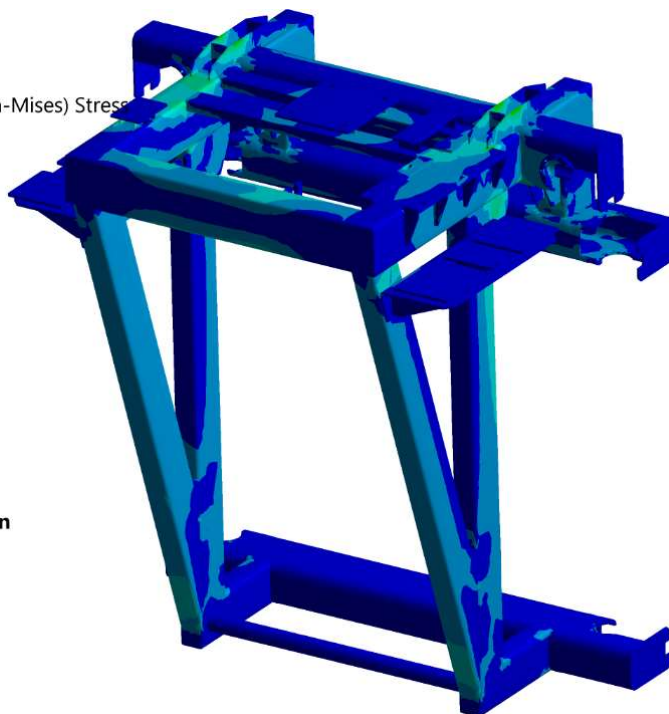
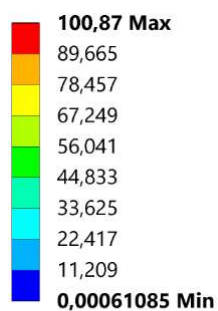
Equivalent Stress

Type: Equivalent (von-Mises) Stress

Unit: MPa

Time: 1

19.05.2019 21:35

*Obr. 7 Průběh napětí dle HMH - kombinace A1 - únava*